

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh mechanické brzdy otočného ramene sloupového jeřábu

Design of Mechanical Break of Derrick Crane Bar

Student:

Jakub Kačmář

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2013

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Kačmář**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Návrh mechanické brzdy otočného ramene sloupového jeřábu**  
**Design of Mechanical Break of Derrick Crane Bar**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujete stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte mechanickou brzdou otočného ramene sloupového jeřábu, jež bude omezovat rameno sloupového jeřábu v rotačním pohybu. Bakalářská práce bude obsahovat konstrukční návrh této brzdy, včetně základních pevnostních a kinematických výpočtů. Návrh bude podložen technickou dokumentací v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a parametru určí zadavatel – KOVOSTAR Ocelové konstrukce, s.r.o.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



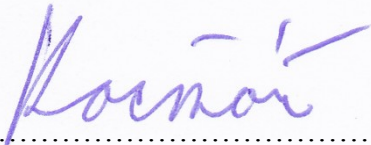
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

20.5.2013

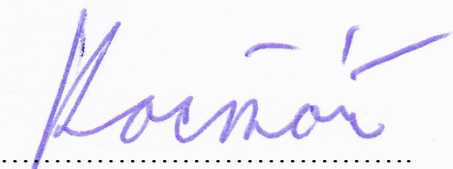


.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2013

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Kačmář

Adresa trvalého pobytu autora práce: Horní 363, 747 15, Šilheřovice

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KAČMÁŘ, J. *Návrh mechanické brzdy otočného ramene sloupového jeřábu : Bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 49 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce mechanické brzdy u otočného ramene sloupového jeřábu. Úvod je věnován různým typům jeřábů a jejich problematice. Bližší zaměření je na sloupový jeřáb a jeho využitelnost. Zmíněny jsou také jeho konstrukční prvky a části. Dále jsou v práci obsaženy konstrukční možnosti brzdy a jednotlivé typy brzd, se základními pevnostními a kinematickými výpočty pro zvolenou konstrukci. V závěru práce je zdůvodněno, proč bylo použito právě dané konstrukční řešení. Výkres sestavy a navržených komponentů je umístěn v příloze.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KAČMÁŘ, J. *Design of Mechanical Break of Derrick Crane Bar : Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 49 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

The bachelor thesis deals with the design of mechanical break of derrick crane bar. Introduction is devoted to various types of cranes and their issues. The main focus is the crane bar and its usability. Structural elements and its parts are also mentioned. Furthermore the thesis includes design options of different types of brakes and the basic strength and kinematic calculations for the selected design. In the conclusion, choosing of particular design solution is justified. Assembly drawing and proposed components are enclosed in attachments.

## Obsah

Seznam zkratk a symbolů .....	7
<b>ÚVOD.....</b>	<b>9</b>
<b>1 PRACOVNÍ VYUŽITÍ JEŘÁBOVÉ TECHNIKY .....</b>	<b>10</b>
1.1 Stručný přehled vývoje zdvihacích zařízení.....	10
<b>2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ JEŘÁBOVÉ TECHNIKY .....</b>	<b>11</b>
2.1 Mostové.....	11
2.2 Portálové a poloportálové.....	11
2.3 Konzolový .....	12
2.4 Sloupový a věžový .....	13
2.5 Kolejový.....	14
2.6 Silniční a plovoucí.....	14
<b>3 KONSTRUKČNÍ ČÁSTI UPRAVOVANÉHO JEŘÁBU .....</b>	<b>15</b>
3.1 Svařenec sloupu.....	15
3.2 Horní a dolní úchyt válce .....	16
3.3 Otočný válec.....	17
3.4 Výložník.....	17
3.5 Zvedací a pojezdové ústrojí.....	18
3.6 Ostatní konstrukční prvky .....	18
<b>4 NÁVRHY A MOŽNOSTI BRZDY .....</b>	<b>19</b>
4.1 Prvotní návrhy konstrukce .....	19
4.1.1 Aretace čepem.....	19
4.1.2 Pásová brzda.....	20
4.1.3 Bubnová brzda .....	21
4.1.4 Kotoučová brzda .....	22
<b>5 VÝPOČET A KONSTRUKCE ZVOLENÉ BRZDY .....</b>	<b>23</b>
5.1 Výpočet potřebné brzdné síly.....	23
5.2 Návrh úchytu brzdného kotouče .....	25
5.3 Návrh a výpočet čelistového mechanismu .....	25
5.3.1 Horní čelist.....	26
5.3.2 Dolní čelist .....	26
5.3.3 Koncová páka brzdy.....	27
5.4 Spojovací táhlo .....	29
5.5 Brzdové obložení.....	32
5.6 Příslušenství brzdového systému .....	33
<b>6 KONSTRUKCE OVLÁDÁNÍ BRZDY S VÝPOČTEM.....</b>	<b>36</b>
6.1 Konstrukce pružinového systému .....	36
6.1.1 Pevnostní kontrola.....	39
6.2 Konstrukce kladkového systému.....	40
6.3 Konstrukce ovládání brzdy.....	43
6.4 Lano a ovládání .....	45
6.5 Doporučení při sestavování .....	45
<b>7 ZÁVĚR .....</b>	<b>47</b>
<b>8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>48</b>
<b>9 SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>49</b>

## Seznam zkratek a symbolů

<i>Zkratka</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotka</i>
a	délkový rozměr	[mm]
b	délkový rozměr	[mm]
c	délkový rozměr	[mm]
d	délkový rozměr	[mm]
e	délkový rozměr	[mm]
f	délkový rozměr	[mm]
R	střední brzdny poloměr	[mm]
d <sub>3</sub>	malý průměr závitů	[mm]
D <sub>č</sub>	průměr čepu	[mm]
L <sub>0</sub>	délka pružiny ve volném stavu	[mm]
L <sub>8</sub>	délka pružiny v maximálním zatížení	[mm]
S	obsah průřezu čepu	[mm <sup>2</sup> ]
W <sub>0</sub>	průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
α	úhel v ovládání brzdy	[°]
β	úhel v ovládání brzdy	[°]
γ	úhel v ovládání brzdy	[°]
δ	úhel v ovládání brzdy	[°]
ε	úhel pootočení ramene ovládání brzdy	[°]
μ	třecí součinitel	[-]
k <sub>S</sub>	bezpečnost táhla	[-]
F <sub>t</sub>	třecí síla	[N]
F <sub>N</sub>	normálová síla	[N]
F <sub>1</sub>	síla v horní čelisti	[N]
F <sub>2</sub>	síla v dolní čelisti	[N]
F <sub>3</sub>	celková síla v páce	[N]
F <sub>K</sub>	vstupní síla na ovládání	[N]
F <sub>V</sub>	síla vyvozená pracovníkem	[N]
R	síla v horní čelisti	[N]
M <sub>k</sub>	uzděný kroučící moment	[N·m]
M <sub>0</sub>	ohybový moment	[N·m]
Re	mez pevnosti v kluzu	[MPa]
σ <sub>t</sub>	napětí v tahu	[MPa]
σ <sub>Dt</sub>	dovolené napětí v tahu	[MPa]

$\sigma_o$	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{Do}$	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\tau_t$	napětí v tahu	[MPa]
$\tau_{MAX}$	dovolené napětí v tahu	[MPa]
$p_D$	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
$p$	napětí v tlaku	[MPa]
$g$	gravitační konstanta	[m·s <sup>-2</sup> ]



## ÚVOD

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce mechanické brzdy otočného ramene sloupového jeřábu. Tato brzda má za cíl zabránit otáčení ramene a zajistit ho ve stálé poloze, kterou požadujeme. Při realizaci bakalářské práce jsem spolupracoval s firmou KOVOSTAR Ocelové konstrukce s.r.o., která se zabývá výrobou ocelových konstrukcí, svařenců a zámečnických výrobků. Tento jeřáb, na kterém má být brzda realizována, se nachází v jejich výrobní hale. Proto v požadavcích bylo, aby úpravy na stávající konstrukci byly co nejmenší. Brzda by měla být stále zabrzděna a ovládat by ji měla pouze jedna osoba. Tou osobou by měla být obsluha otoče jeřábu. Sloupový jeřáb má nosnost 630 kg a maximální vyložení ramene je 5,6 m. Rameno může pokrýt prostor kolem sloupu jeřábu o velikosti 260°. Předpokládám a počítám s tím, že brzda bude muset udržet maximální zatížení 100 N na nejvzdálenějším místě od sloupu jeřábu ve vodorovném směru. Na obrázku (Obr. 1) je sloupový jeřáb, na kterém bude brzda umístěna.



**Obr. 1 - Upravovaný sloupový jeřáb**

## 1 PRACOVNÍ VYUŽITÍ JEŘÁBOVÉ TECHNIKY

V mnoha oborech lidské činnosti je potřeba přesouvat a přemisťovat v různých objemech materiál, hlavně při těžbě, úpravách a výrobním zpracování, ať už se jedná o polotovary nebo již hotový výrobek. Dopravovaný materiál může mít nejrozličnější charakter, velice rozdílnou hmotnost a také vzdálenost, na které se dopravovaný předmět (materiál) přemisťuje. Rozsah prostoru, na kterém může jeřáb operovat, je velice rozsáhlý. Může začínat na několika centimetrech a končit až na několika desítkách metru. Z hlediska přepravní vzdálenosti rozlišujeme dopravu dálkovou a v druhém případě dopravu blízkou.

Zvedací techniku můžeme rozdělit také podle způsobu práce, kterou provádí, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení, které většinou rozdělujeme do tří základních kategorií. V první kategorii se nachází zdvihadla. Tyto mechanismy dokážou pouze přemisťovat břemeno ve vertikálním směru. Druhou kategorií zaujímají jeřáby, jedná se o nejrozšířenější skupinu, která dokáže s břemenem pohybovat ve svislém a vodorovném prostoru. Tento prostor je však vymezen. Poslední skupinou jsou výtahy.

Jednotlivé typy jeřábů se v základu po konstrukční stránce velice liší. Je to dáno tím, na jakou hmotnost břemene a charakter břemene jsou konstruovány. Při konstrukci jeřábové techniky musíme brát v úvahu způsob jejich dopravy, rozmanité pracovní podmínky. I přes odlišné konstrukce jeřábů můžeme u nich naléznout stejné nebo velmi podobné konstrukční prvky, které souhrnně nazýváme částmi zdvihacích zařízení.

### 1.1 Stručný přehled vývoje zdvihacích zařízení

V době, kdy se lidská společnost začala vyvíjet, se břemena přemisťovala pouze lidskou silou, a to přímým působením. Takto se přemisťovala i břemena velké hmotnosti. Postupně, jak se vyvíjelo lidské myšlení a tím, že člověk si chtěl svou práci ulehčit, začal vymýšlet různé technické pomocné prostředky a zařízení, které by mu tuto namáhavou práci ulehčily. Tyto jednoduché mechanismy mu zajistili možnost dopravy velice těžkých objektů, které by klasickou lidskou silou nebylo možno dopravit. Později místo hnací lidské síly bylo využito tažných zvířat a postupem času přišla na řadu i energie větru a vody.

Zařízení, které využíváme v dnešní době pro přemisťování těžkých břemen, po vodorovné ploše nebo na nakloněné rovině, se od nejstarších dob až po první průmyslovou revoluci v principu nezměnila. Zato u přemisťování břemene ve svislém směru bylo a je potřebné neustálé zdokonalování, zvyšování výkonu a nosnosti. Tento vývoj také můžeme zaznamenat v rejstříku patentového úřadu, kde lze nalézt velké množství vylepšení jeřábové techniky, avšak konstruovanou brzdu jsem zde nenalezl.

## 2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ JEŘÁBOVÉ TECHNIKY

Pokud budeme chtít rozdělit pouze jeřábovou techniku, můžeme rozdělení provést podle tvaru nosné konstrukce. Výrobou a montáží jeřábové techniky se zabývá mnoho firem. Každá z nich má svou specifickou konstrukci, avšak princip a využitelnost zůstává po většině případů stejná.

### 2.1 Mostové

Mostovými jeřáby (Obr. 2.1) jsou nazývány takové typy jeřábů, u kterých hlavní částí je nosná ocelová konstrukce tvořící jeřábový most. Tento most se pohybuje po vyvýšené jeřábové dráze. Tuto dráhu ve většině případů tvoří kolejnice. Na jeřábovém mostě se pohybuje jeřábová kočka, která se může pohybovat jednak na mostě nebo uvnitř mostové konstrukce, či také dole pod mostem.



Obr. 2.1 - Mostový jeřáb [1]

### 2.2 Portálové a poloportálové

U portálového jeřábu (Obr. 2.2) tvoří nosnou konstrukci portál, který je složen z jeřábového mostu a dvou podpěr. Portál může být pevně zakotven k základu nebo naopak může pojíždět po jeřábové dráze, která je zabudovaná v zemi. U poloportálového jeřábu je jedna podpěra ve výši jeřábového mostu a většinou je připevněna na budově či opěrné zdi.[12]





Obr. 2.2 - Portálový jeřáb [1]

### 2.3 Konzolový

Rameno konzolového jeřábu (Obr. 2.3) je připevněno na stěnu nebo sloup konstrukce haly. Toto řešení přináší velkou úsporu místa, neboť není potřeba budovat základy pro samotnou konstrukci jeřábu. Každý typ jeřábu má také své nevýhody. U tohoto typu jeřábu jde o omezení manipulačního prostoru. Rameno jeřábu se může otáčet pouze do rozsahu 180°.



Obr. 2.3 - Konzolový jeřáb [2]

## 2.4 Sloupový a věžový

U sloupového jeřábu (Obr. 2.4) je hlavní částí sloup, který je přichycen k základové části která je vybetonována. Tento sloupový jeřáb má možnost otáčení ramene o 360°. Po tomto rameni se pohybuje zvedací ústrojí. Věžový jeřáb (Obr. 2.5) je řešen pomocí příhradové konstrukce. Sloup věžového jeřábu je uložen pouze svým dolním koncem a je zakotven v základové desce, takže výložník se může otáčet o celých 360°. Jeho využití je většinou na stavbách velkého rozsahu.



Obr. 2.4 - Otočný sloupový jeřáb [3]



Obr. 2.5 - Věžové jeřáby Liebherr [4]

## 2.5 Kolejový

Jak už samotný název napovídá, jedná se o jeřáb (Obr. 2.6), který je určen k práci na železnici. Tyto jeřáby jsou vybaveny stejnou železniční výstrojí jako ostatní vlakové zařízení. Je to kvůli tomu, aby bylo možno tento jeřáb zařadit do klasické vlakové soupravy. Mohou na železnici vykovávat funkci údržby, při manipulaci s kolejnicemi nebo při nenadálých problémech na železnici.



Obr. 2.6 - Kolejový jeřáb [5]

## 2.6 Silniční a plovoucí

Silničními jeřáby rozumíme takové druhy jeřábů s ramenem, jenž mají otočný svršek uložený na podvozku. Tento podvozek není nijak vázán ke kolejové nebo jiné jeřábové dráze. Tím je docíleno, že jeřáb je k dispozici na mnoha pracovištích a může jej často měnit. U plovoucí jeřábové techniky (Obr. 2.7) je jeřáb umístěn na plavidle. Slouží k manipulaci s materiálem na vodní hladině, ať už se jedná o překládání materiálů nebo jeho nakládku na plavidlo.



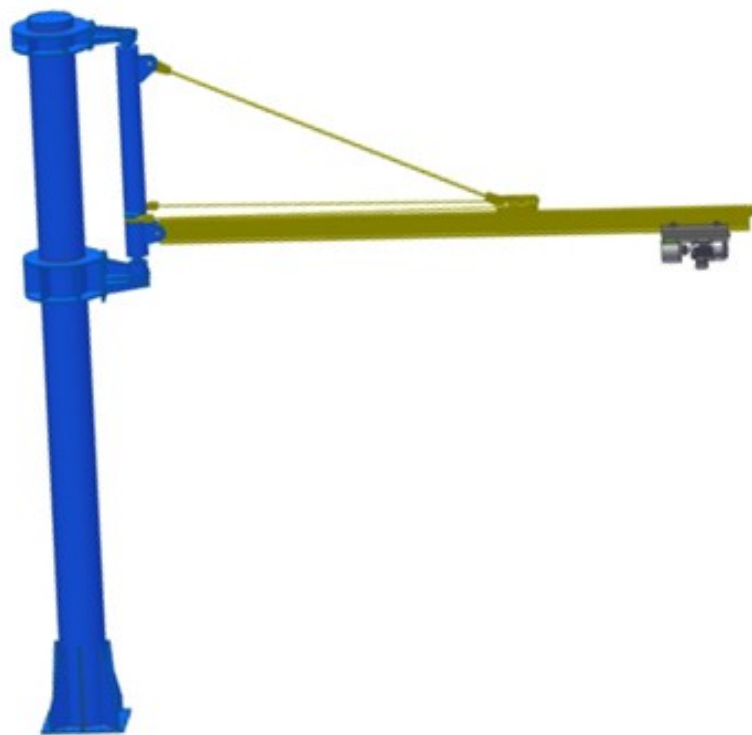
Obr. 2.7 - Plovoucí jeřáb, Tira [6]

### 3 KONSTRUKČNÍ ČÁSTI UPRAVOVANÉHO JEŘÁBU

V této části mé práce se zaměřím na jednotlivé části sloupového jeřábu (Obr. 3.1), z jakých konstrukčních prvků a části se skládá.

Sloupový jeřáb je složen z velice jednoduchých konstrukčních prvků. To zaručuje jeho spolehlivost a velmi malou potřebu údržby. Cena tohoto zvedacího zařízení není velká. V porovnání s ostatními jeřáby, ať už se jedná o portálový nebo mostový jeřáb, potřebujeme pouze zlomek nákladů na konstrukci a výrobu.

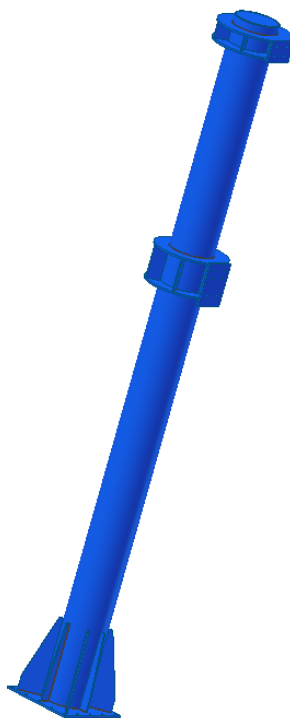
Nutnost konstrukce této brzdy byla vyžadována z důvodu zajištění ramene v požadované poloze. Brzdu bylo nutno také zkonstruovat z důvodu, že ať už byl jeřáb zatížen nebo nezatížen, vždy se otočil do jedné polohy, tak jak je vidět na obrázku (Obr. 1). To znesnadňovalo práci a manipulaci s břemenem.



Obr. 3.1 - Sloupový jeřáb

#### 3.1 Svařenec sloupu

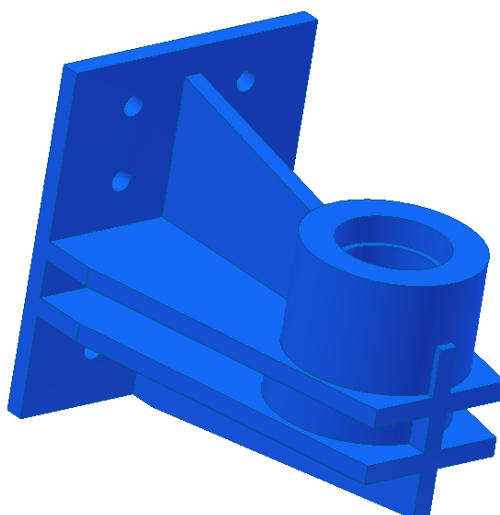
Svařenec sloupu (Obr. 3.2) je základní část sloupového jeřábu. Musí být dostatečně pevný a tuhý, aby byl schopný odolat zatížení zvedaného břemene na výložníku. Sloup se skládá z tlustostěnné trubky o průměru 457 mm a tloušťky stěny 13 mm. Tato trubka je přivařena na základovou desku čtvercového tvaru a tloušťky 20 mm. Připevňuje se k základové betonové desce, z které vystupuje 16 závitových tyčí o průměru 22 mm. Horní část sloupu je zakryta tenkým kruhovým plechem. Dále jsou na sloupu přivařeny dva prstence, horní a dolní, z nichž spodní je větší, protože na něm spočívá větší zatížení ramene.



**Obr. 3.2 - Svařenec sloupu**

### **3.2 Horní a dolní úchyt válce**

Úchyty válce jsou připevněny šrouby M24 k svařenci sloupu (Obr. 3.2), konkrétněji na prstence. Dolní úchyt válce (Obr. 3.3) je větší, oproti hornímu úchytu, který je uchycen jen čtyřmi šrouby. V těchto dvou úchytech jsou umístěny ložiska. Tyto ložiska usnadňují otáčení otočného válce, na kterém je rameno jeřábu.

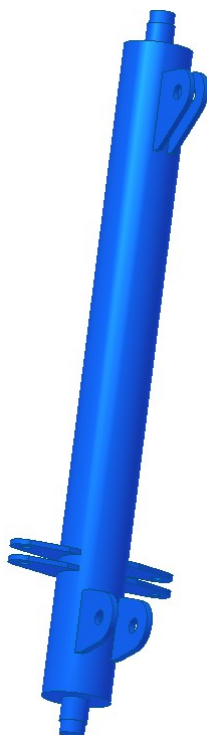


**Obr. 3.3 - Dolní úchyt válce**



### 3.3 Otočný válec

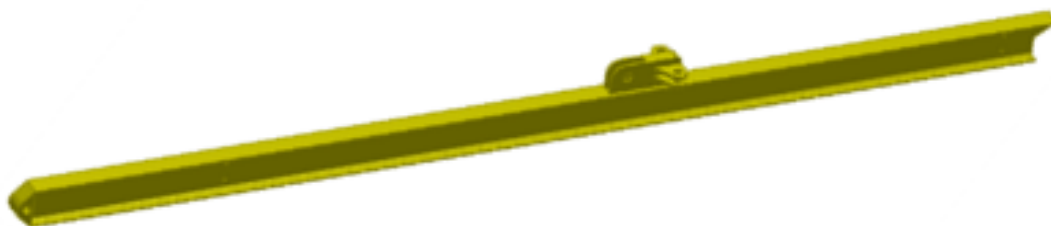
Jednou z dalších, velice důležitých částí je otočný válec, který je uložen v ložiscích. Otočný válec (Obr. 3.4) je vytvořen z tlustostěnné trubky o vnějším průměru 220 mm. Tento rozměr je velice důležitý, protože právě tento válec bude mít za cíl brzdit. Na tomto válci je čepem uchycen výložník (Obr. 3.5). Jedním táhlem je udržován ve vodorovné poloze a další dvě táhla zajišťují, aby se výložník nepohyboval do stran. Všechny tyto táhla jsou upevněny čepy.



Obr. 3.4 - Otočný válec

### 3.4 Výložník

Po tomto konstrukčním prvku se pohybuje zvedací ústrojí. Základ výložníku tvoří profil průřezu IPE 220, který je patřičně upraven. Na jednom konci je přivařen úchyt pro přichycení čepem k otočnému válci. Na horní části je zkonstruován úchyt pro táhlo, které udržuje výložník (Obr. 3.5) v rovině a také pro dvě boční táhla vymezující pohyb výložníku do stran.



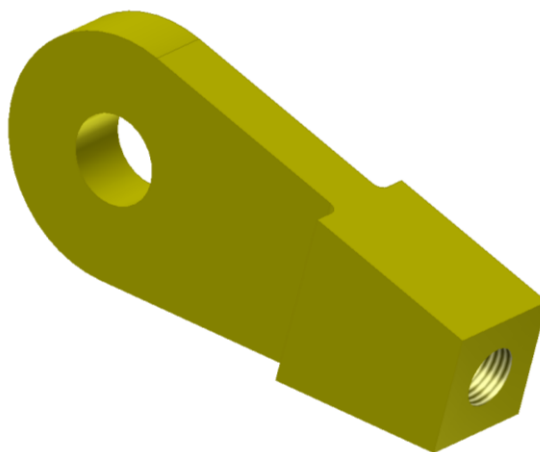
Obr. 3.5 - Výložník

### 3.5 Zvedací a pojezdové ústrojí

Jedná se o soustavu dvou elektromotorů a převodového ústrojí s navíjecím bubnem. Hlavní motor má na starost zdvih. Druhý menší elektromotor se stará o pojezd po výložníku. Tento motor musí být také dostatečně silný, aby dokázal zajistit přesun plné nosnosti jeřábu. Oba tyto elektromotory jsou ovládány ovladačem z pozice pod jeřábem.

### 3.6 Ostatní konstrukční prvky

Na sloupovém jeřábu nalezneme nespočet spojovacích prvků. Jedná se o běžné spojovací prvky od šroubů s metrickým závitem po čepy se závlačkami. Dalšími ještě nezmíněnými komponenty jsou úchyty (Obr. 3.6) a koncové zarážky pojezdu.



Obr. 3.6 - Úchyt táhla

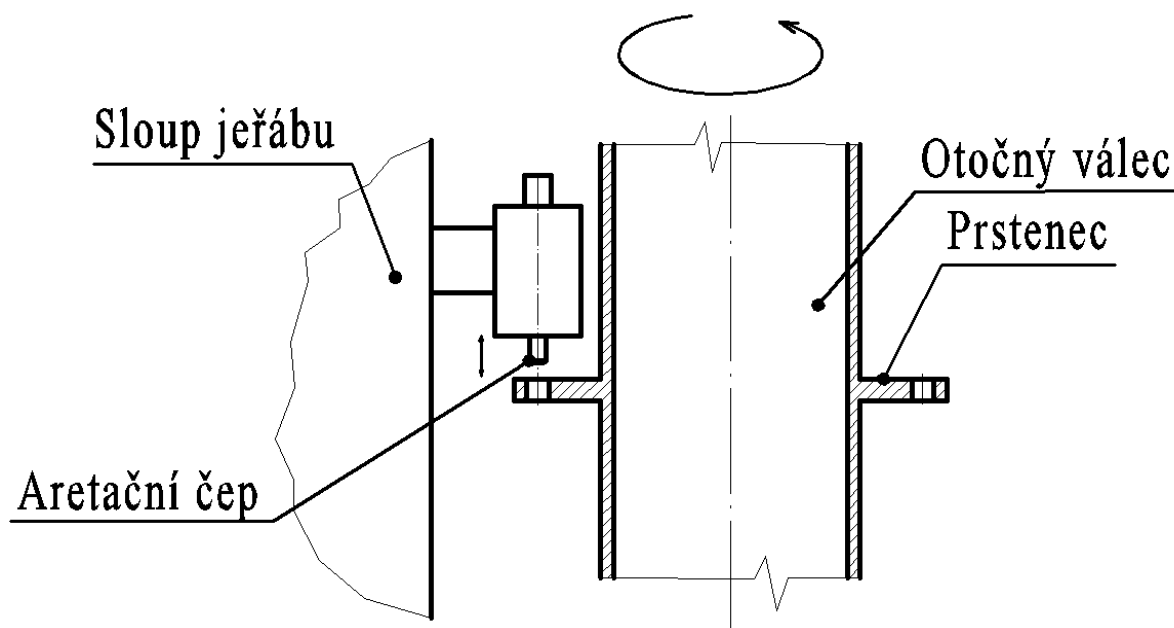
## 4 NÁVRHY A MOŽNOSTI BRZDY

Při prvotních návrzích bylo bráno v potaz velké množství možností realizace konstrukce této mechanické brzdy. Hledal jsem proto právě tu možnost, kde by nebylo velké množství konstrukčních úprav, a také síly potřebné k brzdění a následně odbrzdění byly co nejmenší. Také jednoduchost konstrukce a náklady na výrobu byly neméně důležitým aspektem konstrukce.

### 4.1 Prvotní návrhy konstrukce

#### 4.1.1 Aretace čepem

Prvním nápadem konstrukce brzdy byl aretační čep. Tento čep by zapadal do jednotlivých děr v konstrukci válce nebo do děr, které by byly umístěny v prstenci obepínající otočný válec. Určitě by to byl nejjednodušší způsob konstrukce, kde by bylo zabráněno otáčení ramene jeřábu tvarovým spojem. Toto řešení by také požadovalo nejmenší potřebné síly, ať už k zabrzdění tak k odbrzdění. Jak už to ale bývá, všechno má své pro a proti. U tohoto konstrukčního provedení se projevilo vážné úskalí a to takové, že zabrzdění by nebylo možno provést ve všech polohách. Jednotlivé aretační díry, do kterých by zapadal čep, by měly od sebe určitou vzdálenost. Ať už by byla tato vzdálenost sebemenší, tak na konci výložníku by nám tato rozteč udělala velkou plochu, ve které by nebylo možno rameno zabrzdit.

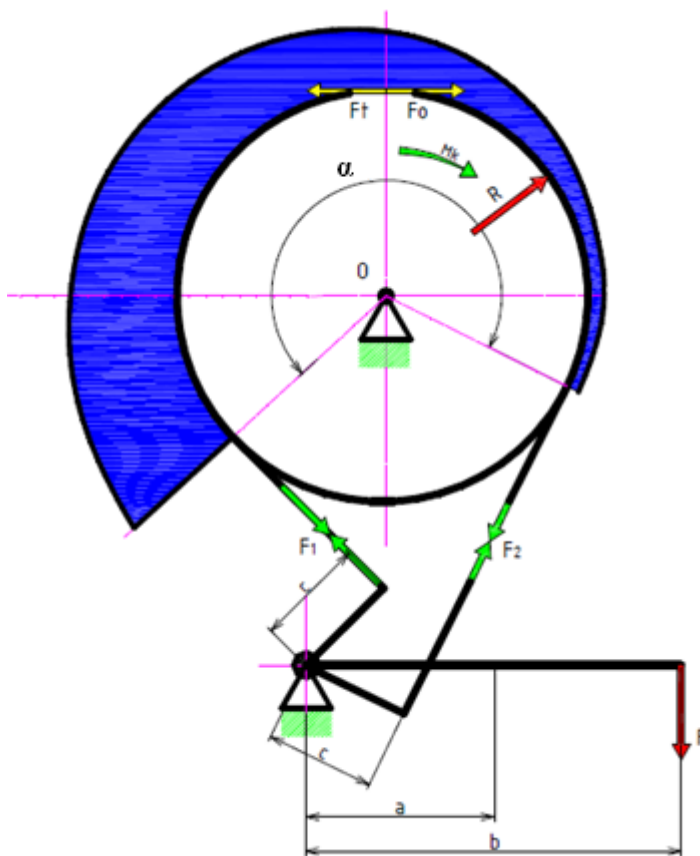


Obr. 4.1 - Aretační čep

Po zamítnutí tohoto řešení, jsem se zaměřil na různé typy třecích brzd. Tyto typy brzd by byly schopné zabrzdit otočné rameno v jakékoliv poloze. Dalším potřebným úkolem bylo najít vhodnou třecí brzdou, která by splnila všechny naše požadavky. Vybíral jsem mezi třemi typy brzd. Pasovou brzdou, čelistovou a bubnovou brzdou

#### 4.1.2 Pásová brzda

Pásová brzda (Obr. 4.2) pracuje na principu vláknového tření, využíváme zde Eulerova vztahu. Pásová brzda je také nejúčinnější z mechanických brzd. Při tomto řešení by bylo použito součtové brzdy a to z důvodu, že součtová brzda má stejný účinek pro oba směry otáčení. Což u našeho případu rameno vykonává. Pásová brzda by brzdila přímo otočný válec (Obr. 3.4). Ovšem problém se naskytl ve velikosti potřebné síly na rameni brzdy. Pokud bych chtěl použít tuto brzdou, muselo by být rameno, na kterém působí síla  $F$ , dosti velké. Hledal jsem proto lepší možnosti brzdy.



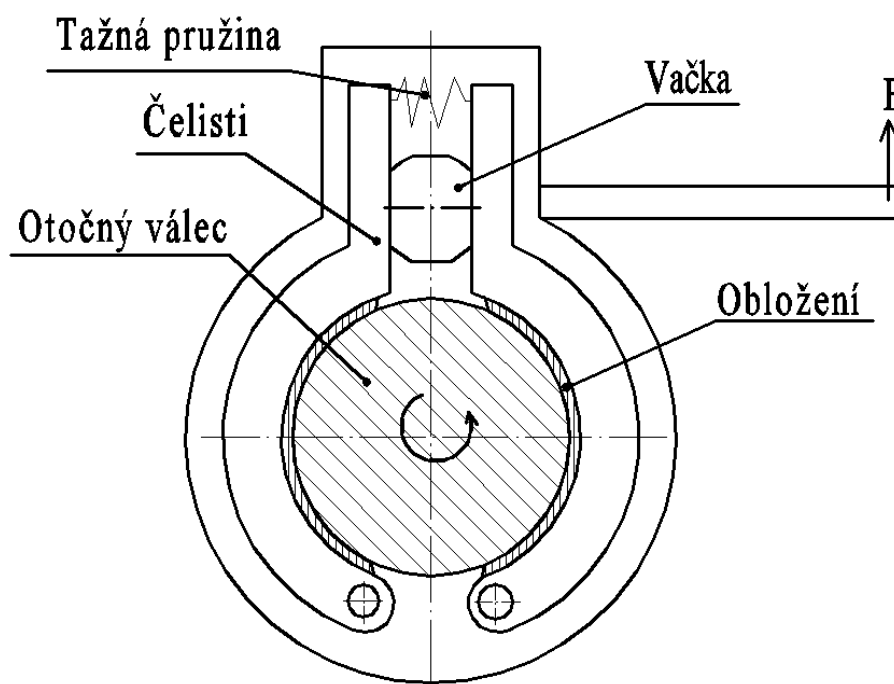
Obr. 4.2 - Součtová pásová brzda [7]

*Popis obrázku (Obr. 4.2)*

$M_k$  [Nm] Uzděný krouticí moment  
 $R$  [mm] Poloměr bubnu  
 $a, b, c$  [mm] Rozměry pák  
 $F_1, F_2$  [N] Síly v pásech  
 $F$  [N.] Síla na páce  
 $F_0$  [N] Obvodová síla na bubnu  
 $\alpha$  [rad] Úhel opásání brzdy  
 $F_t$  [N] Třecí síla  
 $O$  Bod otáčení  
Modré znázornění - Průběh síly vláknového tření

#### 4.1.3 Bubnová brzda

Možným řešením byla také brzda bubnová. Pro větší účinnost a zmenšení potřebné síly na brzdění jsem uvažoval o brzdě dvoučelist'ové s vnějšími čelistmi. Tyto čelisti by taktéž brzdily samotný otáčející se válec. V kombinaci s vhodným brzdým obložením bych dosáhl vysokého brzdného účinku. Na obrázku (Obr. 4.3) je uveden předběžný konstrukční návrh této brzdy. Menší úskalí při použití této brzdy by byla nutnost najít dosti tuhou a silnou tažnou pružinu, která by vyvodila dostatečnou sílu k sevření čelistí brzdy. K odbrzdění by poté došlo za pomoci otočné vačky, která by brzdící čelisti roztáhla. Tady by bylo nutné propočítat síly působící na vačku, aby se samovolně vracela do své volné polohy.

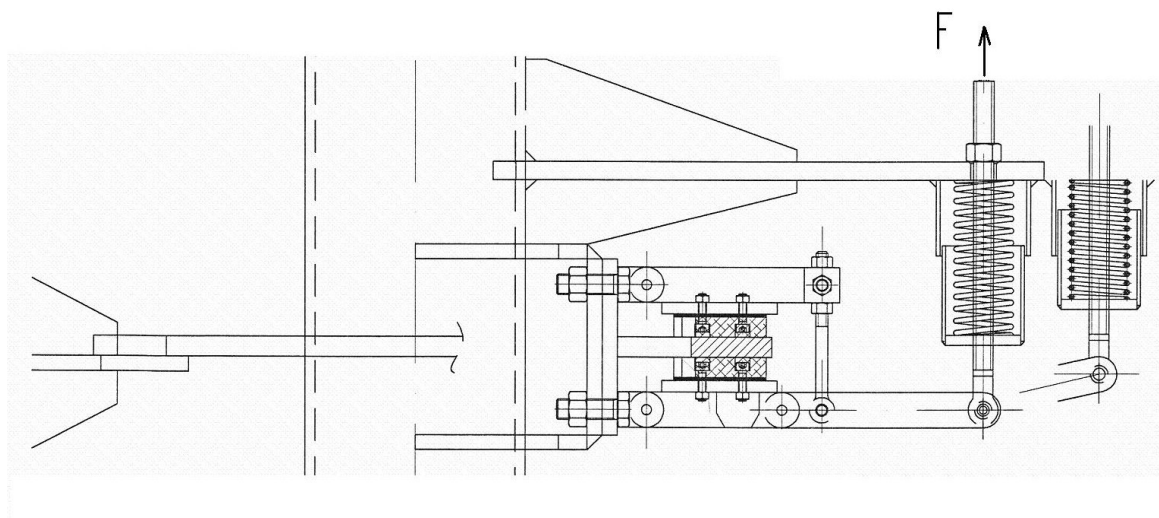


**Obr. 4.3 - Dvoučelist'ová brzda**

#### 4.1.4 Kotoučová brzda

Posledním konstrukčním řešením je brzda kotoučová. Tento typ brzdy je v dnešní době nejpoužívanější a to díky jejímu umístění na automobilech. Toto umístění si zasloužila také díky jednoduchosti konstrukce a pro její spolehlivost.

Po pečlivém uvážení a konzultaci jednotlivých typů brzd, jsem se rozhodl mezi bubnovou brzdou a právě touto výše uvedenou čelistovou brzdou. U bubnové brzdy bylo jejím hlavním plusem konstrukční jednoduchost, avšak síla potřebná k odbrzdění byla dosti velká. Po shlédnutí dřívějších návrhů brzdy (Obr. 4.4), kdy byla použita brzda kotoučová, jsem se přiklonil právě k ní. Zaujala mě důmyslným systémem pák, což zmenšovalo potřebnou ovládací sílu. Také proto, že díky utahovacím šroubům se dala regulovat přitlačná síla a taktéž síla vyvozená tlačnou pružinou. Tato brzda byla již konstruována na podobném typu sloupového jeřábu. Bylo ale potřeba propočítat jednotlivé délky pák a síly v jednotlivých uzlech. Mým úkolem taktéž bylo, najít nejvhodnější poměry délek pák, umístěných v této konstrukci a co nejvíc minimalizovat potřebnou sílu na odbrzdění. Výkresy předchozí brzdy, co jsem měl k dispozici, jsou umístěny v příloze (A, B, C).



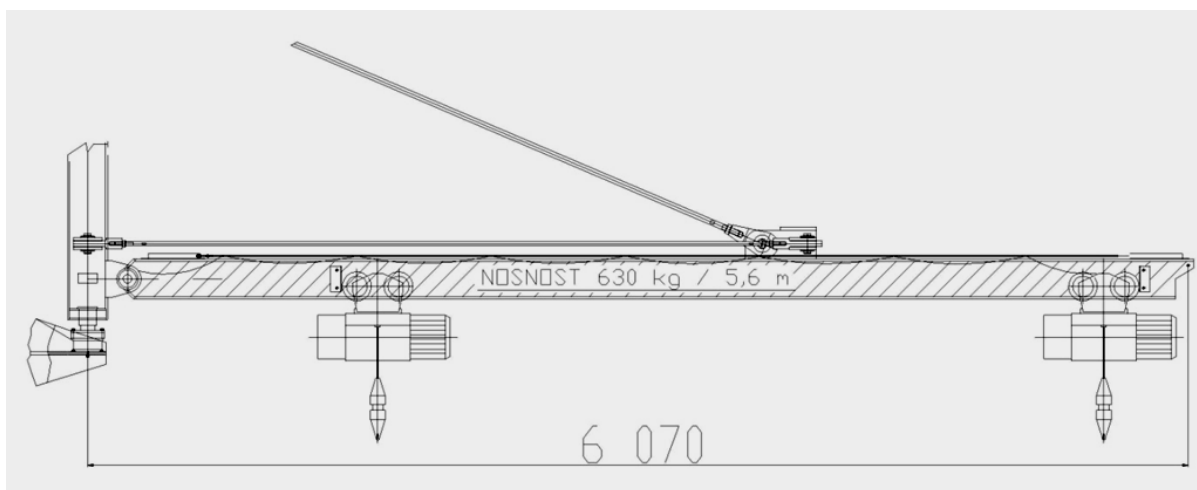
**Obr. 4.4 - Konstrukce kotoučové brzdy**

## 5 VÝPOČET A KONSTRUKCE ZVOLENÉ BRZDY

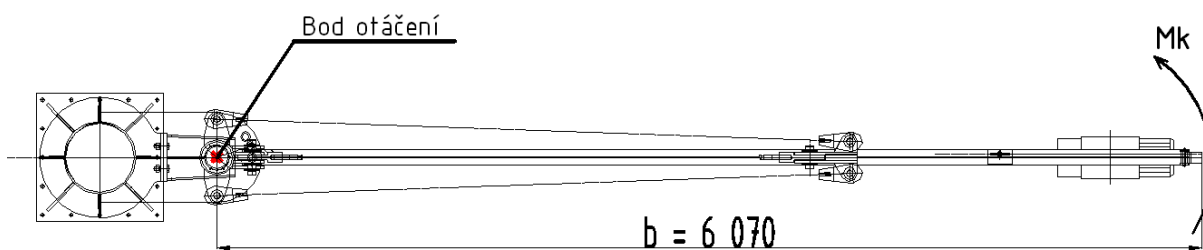
První počáteční úvahou bylo určit si, jakou sílu bude muset brzda vynaložit k ubrždění. Jak již bylo v úvodu zmíněno, zvolil jsem si sílu 100 N na konci ramene jeřábu, která působí v horizontální rovině.

### 5.1 Výpočet potřebné brzdné síly

Krouticí moment na konci ramene vypočítáme ze vztahu (5.1). Tento rozměr je znázorněn na obrázku (Obr. 5.1).



Obr. 5.1 - Délka ramene



Obr. 5.2 - Znázornění kroutícího momentu

Výpočet brzděného kroutícího momentu (Obr. 5.2):

$$F = 100\text{ N} \quad b = 6070\text{ mm} = 6,07\text{ m (Obr. 5.1)}$$

$$M_k = F \cdot b \quad (5.1)$$

$$M_k = 100 \cdot 6,07$$

$$M_k = 607\text{ Nm}$$

Dalším potřebným výpočtem je výpočet třecí síly (5.2), která musí působit na brzdný kotouč, aby vyvolala dostatečný brzdný účinek k jeho ubrzdění. Dvojku přidáváme do výpočtu proto, že na brzděný kotouč bude síla působit z obou stran. Poloměr  $R$  je střední brzdící poloměr, který jsem si zvolil podle uvážení velikosti konstrukce jeřábu a tak, aby nijak brzdý kotouč neomezoval rozsah využití jeřábu. V úvahu jsem taktéž musel vzít, že bude potřeba místo mezi otočným válcem a vnitřním průměrem kotouče brzdy. Na poloměru  $R$  působí síla  $F_N$ . Tento rozměr je znázorněn na obrázku (Obr. 5.3).

Výpočet třecí síly:

$$M_k = 2 \cdot F_t \cdot R \quad (5.2)$$

$$F_t = \frac{M_k}{2 \cdot R}$$

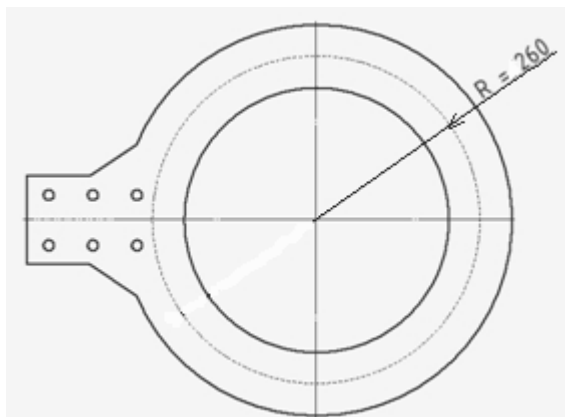
$$F_t = \frac{607}{2 \cdot 0,26}$$

$$F_t = 1167,31 \text{ N}$$

$$F_t = F_N \cdot \mu \quad \mu = 0,55 [8]$$

$$F_N = \frac{F_t}{\mu} = \frac{1167,31}{0,55}$$

$$F_N = 2122,38 \text{ N}$$



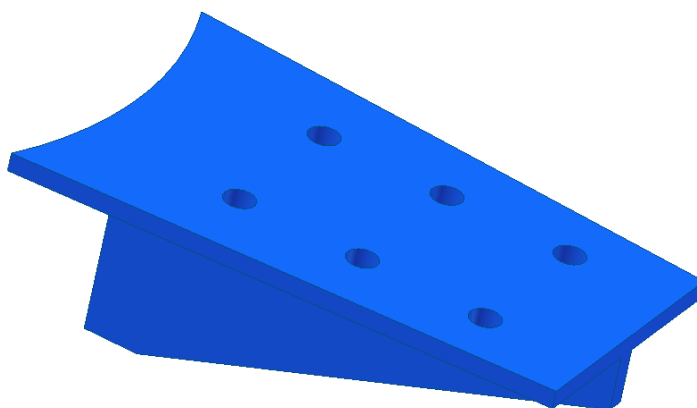
**Obr. 5.3 - Brzdny kotouč**

Jedna čelist musí tedy vykonat přitlačnou sílu na kotouč o hodnotě minimálně  $F_N = 2122,38 \text{ N}$ . Tuto sílu ovšem je potřeba navýšit v rámci účinnosti brzdy. Dále budeme pokračovat a počítat s hodnotou  $F_N = 2150 \text{ N}$ .



## 5.2 Návrh úchyty brzdného kotouče

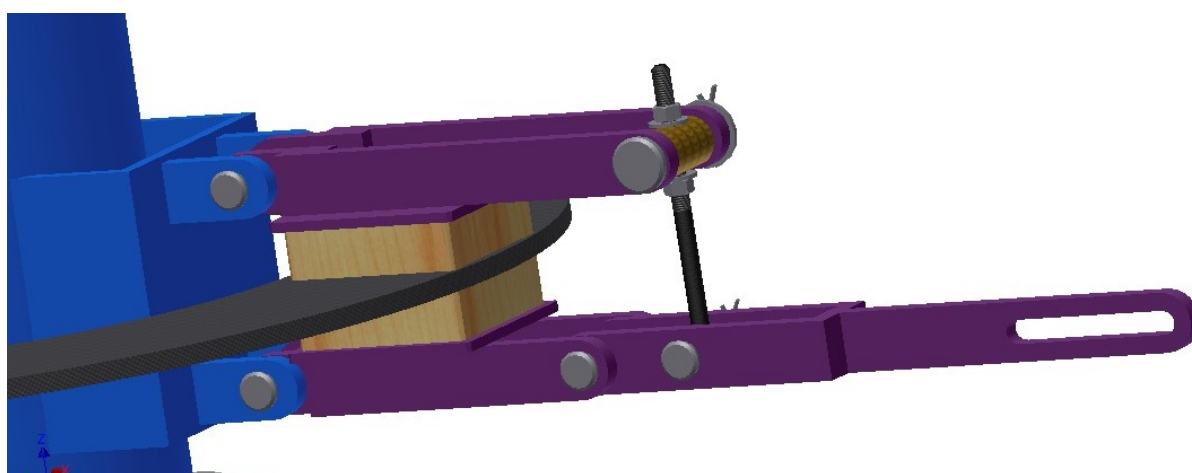
Jelikož v našem případě je brzdný kotouč stacionárním členem a otáčí se brzdové čelisti, bylo nutné nějakým způsobem uchytit brzdný kotouč ke sloupu. K tomuto požadavku bohatě vystačilo navrhnout svařenec úchyty (Obr. 5.4) kotouče. Tento úchyt se přivaří ke sloupu. Kotouč se poté bude moci přišroubovat šesti šrouby.



Obr. 5.4 - Svařenec úchyty

## 5.3 Návrh a výpočet čelistového mechanismu

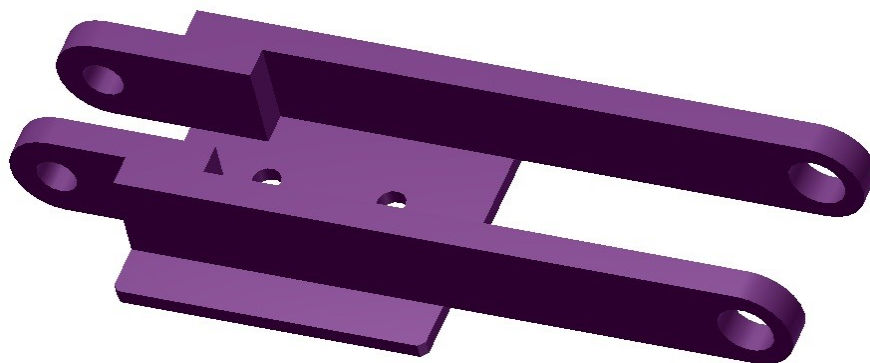
Po výpočtu potřebné síly k brzdění bylo nutné zkonstruovat a navrhnout vhodný čelistový mechanismus (Obr. 5.5). Konstruovaný mechanismus je složen ze tří pákových systémů, z nichž každý z nich nám sníží potřebnou sílu k brzdění tak, aby na výsledku byla síla co nejmenší. Díky konstrukčním prvkům, které budou popsány níže, se dá velikost brzdné síly regulovat a kdykoliv zmenšit či zvětšit dle potřeby.



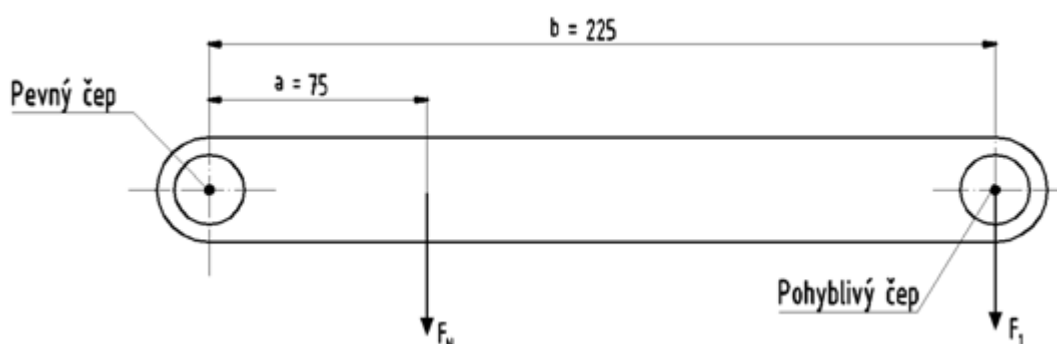
Obr. 5.5 - Čelistový mechanismus

### 5.3.1 Horní čelist

Tato horní čelist (Obr. 5.6) je vlastně jednozvratná páka. Jedna strana této páky je upevněna pevným čepem k otočnému válci. Na druhé straně máme provrtaný pohyblivý čep, pomocí táhla v němž vyvozujeme sílu  $F_1$ .



Obr. 5.6 - Horní čelist



Obr. 5.7 - Horní čelist, schematicky

Výpočet síly  $F_1$ :

$$a = 75 \text{ mm} \quad b = 225 \text{ mm}$$

$$F_N \cdot a = F_1 \cdot b \tag{5.3}$$

$$F_1 = \frac{F_N \cdot a}{b} = \frac{2150 \cdot 75}{225} = 716,67 \text{ N}$$

Na horní čelisti musíme vyvodit sílu  $F_1 = 716,67 \text{ N}$ .

### 5.3.2 Dolní čelist

Konstrukce dolní čelisti je naprosto stejná jako konstrukce horní čelisti. Liší se jen tím, že má rozměr  $b$  (Obr. 5.8) menší než horní čelist.

Výpočet síly  $F_2$ :

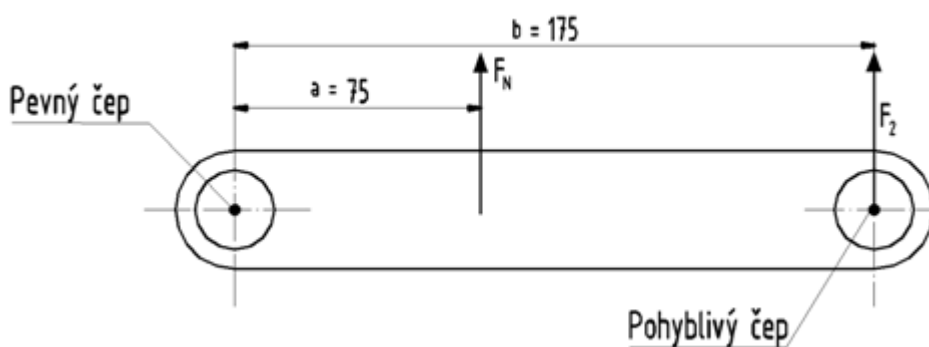
$$a = 75 \text{ mm} \quad b = 175 \text{ mm}$$

$$F_N \cdot a = F_1 \cdot b$$

(5.4)

$$F_2 = \frac{F_N \cdot a}{b} = \frac{2150 \cdot 75}{175} = 921,43 \text{ N}$$

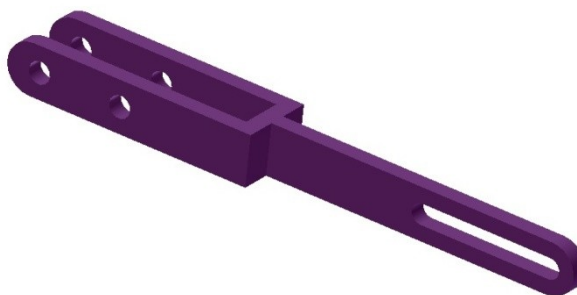
Na dolní čelisti musíme vyvodit sílu  $F_2 = 921,43 \text{ N}$ .



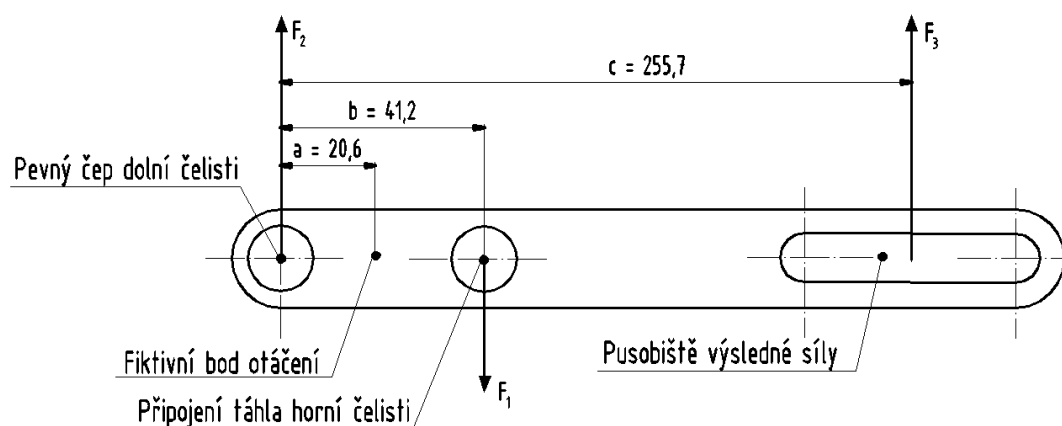
Obr. 5.8 - Dolní čelist, schematicky

### 5.3.3 Koncová páka brzdy

Na tuto brzdovou páku (Obr. 5.9) jsou přichyceny obě čelisti. Spodní čelist je přichycena čepem a horní čelist je spojena s pákou spojovacím táhlem. V místě drážky, umístěné na páce, bude vypočítána výsledná síla  $F_3$  (5.5), kterou budeme muset vyvodit.



Obr. 5.9 - Koncová páka brzdy



Obr. 5.10 - Koncová páka, schematicky

Výpočet výsledné síly  $F_3$ :

$$F_2 \cdot a + F_1 \cdot (b - a) = F_3 \cdot (c - a) \quad (5.5)$$

$$921,43 \cdot 20,6 + 716,67 \cdot (41,2 - 20,6) = F_3 \cdot (255,7 - 20,6)$$

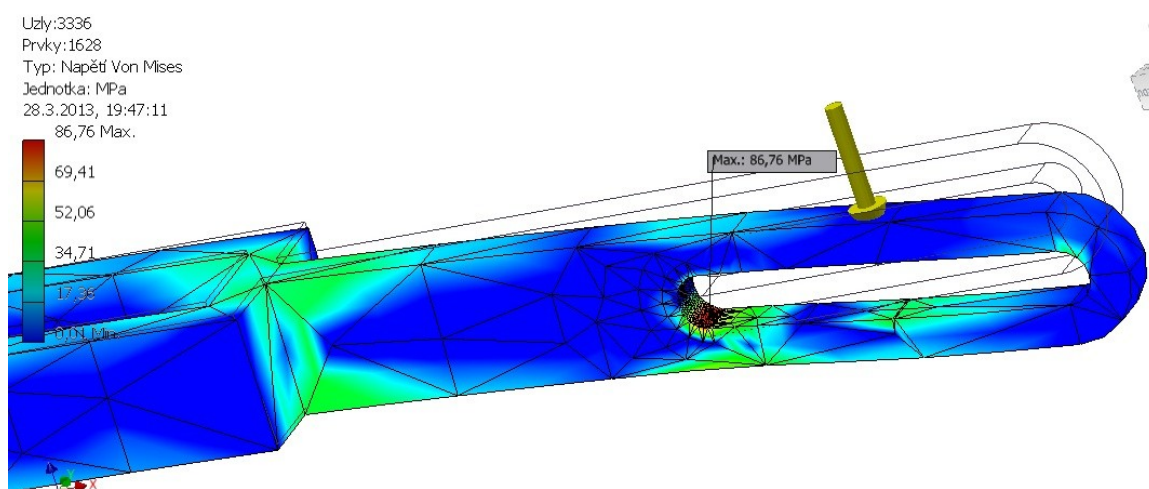
$$F_3 = 143,53 \text{ N}$$

K brzdění je potřeba vyvinout celkovou sílu  $F_3 = 143,53 \text{ N}$ .

Rozměry čelistí, horní i dolní byly voleny vhodně k velikosti brzdného kotouče. Tak, aby přitlačná síla  $F_1$ , působila přesně na poloměru  $R$ . Další rozměry jsem volil dle uvážení. Vše záleželo nad možnostech konstrukce mechanického systému a potřebě zmenšit brzdou sílu co nejvíce.

### 5.3.3.1 Pevnostní kontrola

Koncovou páku brzdy zkontrolujeme metodou MKP. Cílem bude zjistit, zda konstrukce páky vydrží a nebude docházet k její deformaci. Páku budeme kontrolovat na maximální zatížení 490 N. Toto zatížení odpovídá maximální síle, kterou dokáže pružina vyvinout.

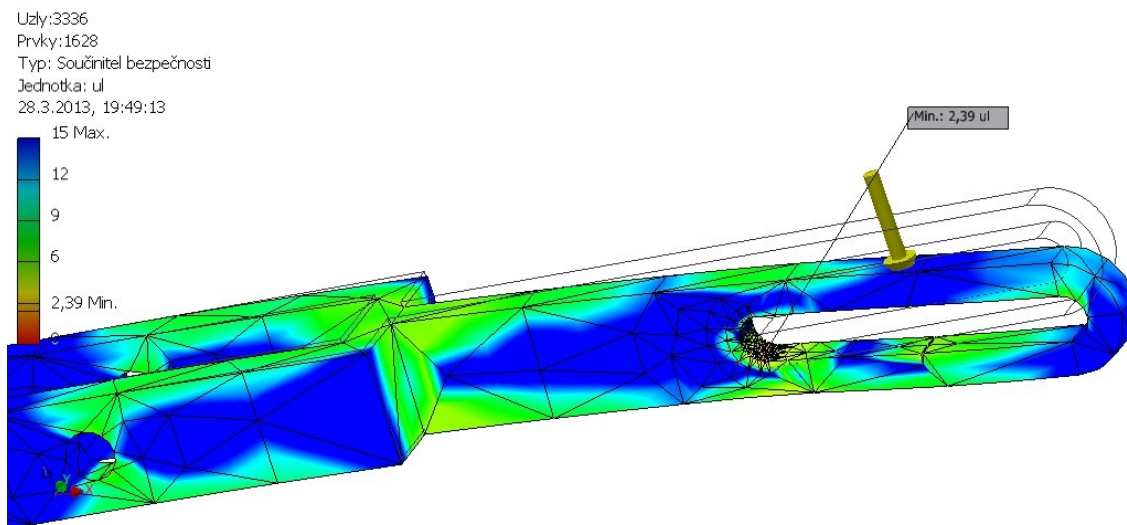


**Obr. 5.11 - Koncová páka, napětí (490N)**

Na obrázku (Obr. 5.11) jde vidět průběh napětí na páce. Jak jde vidět na obrázku, tak se největší napětí projevuje v místě drážky, kde se nachází nejnáchylnější místo deformace a poruchy. Maximální napětí v tomto místě dosahuje 87 MPa. Tohoto napětí se ale nemusíme obávat, mez kluzu v tahu tohoto materiálu dosahuje 207 MPa.

Na další obrázku (Obr. 5.12) vidíme pro potvrzení bezpečnost tohoto prvku. Minimální bezpečnost se nachází právě v tom místě, kde jsem našel maximální napětí. Minimální bezpečnost tohoto prvku tedy je 2,39. Podle těchto výsledných hodnot se nijak

nemusíme obávat poruchy či deformace. Dle předpokladu, tento prvek nebude stále zatěžován maximální silou 490 N, ale bude zatěžován ve většině případů stálou silou 150 N.



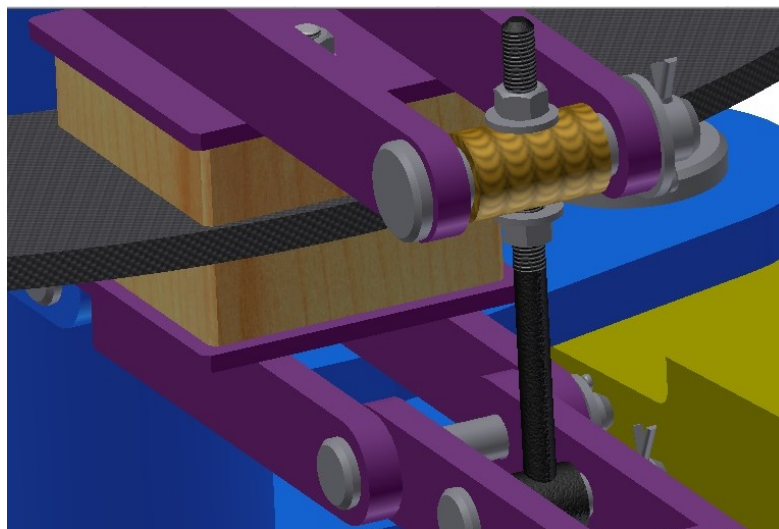
**Obr. 5.12 - Koncová páka, bezpečnost (490N)**

#### **5.4 Spojovací táhlo**

Toto spojovací táhlo (Obr. 5.13) nám spojuje horní čelist (Obr. 5.6) s koncovou pákou brzdy (Obr. 5.9). Je složeno z tlustostěnného prstence a tyče, na které je v první polovině vytvořen závit. Táhlo musí přenést zatížení  $F_1$ . Minimální průměr táhla vypočteme podle vztahu (5.6). Na obrázku (Obr. 5.14) je bližší pohled na jeho umístění. V tomto obrázku jde taktéž vidět, jak je toto táhlo uchyceno k provrtanému čepu.



**Obr. 5.13 - Spojovací táhlo**



**Obr. 5.14 - Umístění spojovacího táhla**

Výpočet minimálního průměru závitu táhla:

$$Re = 300 \text{ MPa} \quad \beta = 1,3$$

$$F_1 = 716,67 \text{ N} \quad K_s = 3$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \tag{5.6}$$

$$\beta \cdot S \leq \frac{Re}{K_s}$$

$$1,3 \cdot \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{Re}{K_s}$$

$$1,3 \cdot \frac{716,67}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{300}{3}$$

$$d_3 \geq 3,44 \text{ mm}$$

Tento potřebný minimální průměr  $d_3$  je dosti malý. Aby nedošlo k ohybu nebo jiným vlivům, volím v rámci velikosti konstrukce závit M10x1,5. Tuto velkou velikost jsem zvolil taky kvůli potřebě svařování této tyče. Díky tomuto rozměru bude táhlo moci přenést jakékoliv potřebné zatížení.

$$d_3 = 8,160 \text{ mm}$$

$$d_2 = 9,026 \text{ mm}$$

$$f_z = 0,13 [10]$$

Úplná pevnostní kontrola včetně krutu:

$$\sigma_t = \frac{F_1}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \quad (5.7)$$

$$\sigma_t = \frac{716,67}{\pi \cdot \left(\frac{8,16}{2}\right)^2} = 13,70 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{F_1 \cdot \tan(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (5.8)$$

$$\tau = \frac{716,67 \cdot \tan(3,028 + 8,567) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 8,160^3} = 6,22 \text{ MPa}$$

$$\tan \Psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (5.9)$$

$$\Psi = \tan^{-1} \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,028^\circ$$

$$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (5.10)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{0,13}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 8,567^\circ$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} \geq 1,5 \quad (5.11)$$

$$k_s = \frac{300}{\sqrt{13,7^2 + 4 \cdot 6,22^2}} \geq 1,5$$

$$16,212 \geq 1,5 \dots \text{Vyhovuje}$$

Dalším prvkem, který souvisí s tímto spojovacím táhlem je matice. Podle výpočtu dovoleného otláčení v závitě určíme minimální výšku matice.

$$p_D = 20 \text{ MPa} [10]$$

$$p \leq p_D \quad (5.12)$$

$$\frac{F_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D$$

$$z \geq \frac{716,67}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 20}$$

$$z \geq 1,556$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (5.13)$$

$$H_1 = \frac{10 - 8,376}{2} = 0,812 \text{ mm}$$

$$h = \frac{z \cdot P}{n} \quad (5.14)$$

$$h = \frac{1,556 \cdot 1,5}{1} = 2,334 \text{ mm}$$

Výška matice musí být minimálně 2,334 mm. Tato podmínka bude jistě splněna. Nemusíme se tedy obávat o otláčení matice nebo o opotřebení závitů.

## 5.5 Brzdové obložení

Brzdové obložení (Obr. 5.15) bylo zvoleno dřevěné, z důvodu vysokého koeficientu tření a také kvůli nízké ceně a jednoduchosti výměny. Jako doporučení bych uvedl použít měkké dřevo. Měkké dřevo nám ještě více zvýší koeficient tření mezi ním a brzdovým kotoučem. Mohlo by být použito dřevo ze smrku či jedle. Avšak není to zapotřebí. Rozdíl koeficientu je nepatrný. Brzdové obložení musí být upraveno do patřičného tvaru dle výkresové dokumentace. Jeho připojení k čelisti je provedeno dvěma zápusťnými šrouby.



Obr. 5.15 - Brzdové obložení



## 5.6 Příslušenství brzdového systému

Nejčastěji používanou spojovací složkou je klasický čep s hlavou. Jedná se ve většině případů o průměr čepu 12 mm. Proto níže vypočítám, zda tento čep vyhovuje největšímu zatížení. Ať už se jedná o smyk (5.16), ohyb (5.15) nebo otláčení (5.17) dle vzorců.

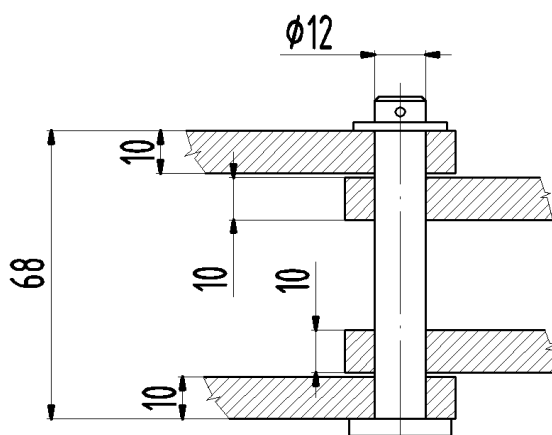
Dalším použitým prvkem je tuhostní nátrubek (Obr. 5.16). V sestavě jsem tento prvek musel použít z důvodu velkého oslabení čepu. Jedná se o čep, který je navrtán a spojuje horní čelist se spojovacím táhlem. Tento prvek má za cíl zvýšit tuhost čepu, aby nedošlo k jeho ohybu nebo prasknutí. Je ze stejného materiálu jako je konstrukce brzdového systému. Jedná se tedy o materiál 11 375. Tento tuhostní nátrubek nalezneme blíže rozkreslený na výrobním výkresu KAC0022-VV-06. Jeho ukázka použití je taktéž vidět na obrázku (Obr. 5.14).



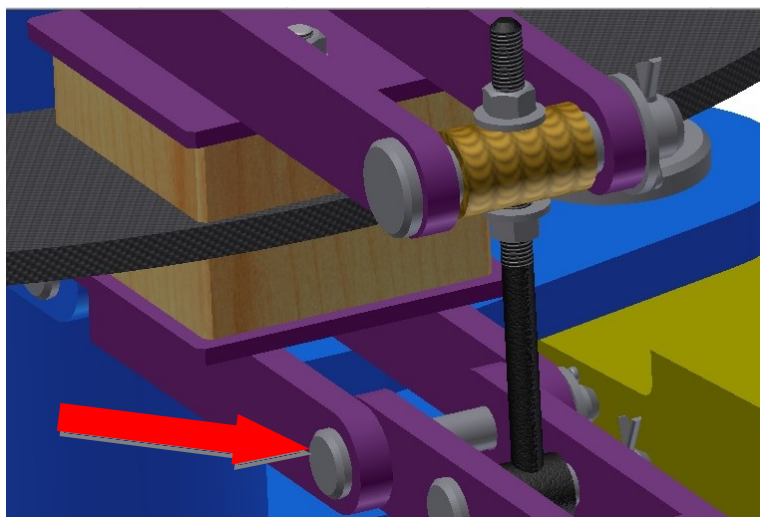
Obr. 5.16 - Tuhostní nátrubek

### Výpočet minimálního průměru čepu:

Největší zatížení čepu se nachází na čepu, který spojuje dolní čelist s koncovou pákou brzdy. Tento čep je zatěžován silou  $F_2 = 921,43$  N. Na obrázku (Obr. 5.17) je schematický výřez počítaného čepu s rozměry. Jeho umístění vidíme na obrázku (Obr. 5.18), kde je označen červenou šipkou.



Obr. 5.17 - Schéma čepu



Obr. 5.18 - Umístění čepu

$$F_2 = 921,43 \text{ N}$$

$$a = 10 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$$

$$p_D = 30 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{D0} = 70 \text{ MPa}$$

- kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_2}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{16 \cdot F_2 \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{D0} \quad (5.15)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_2 \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\pi \cdot \sigma_{D0}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 921,43 \cdot 10}{\pi \cdot 70}}$$

$$d \geq 8,75 \text{ mm}$$

Minimální průměr čepu by měl být 8,75 mm

Zvolený čep  $\varnothing D_{\check{c}} = 12 \text{ mm}$  zkontroluji ještě na smyk a na otláčení.

- kontrola na smyk

$$\tau_{MAX} = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^2}{4}} \leq \tau_D \quad (5.16)$$

$$\tau_{MAX} = \frac{F_2}{S} = \frac{921,43}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 12^2}{4}} \leq 70$$

$$4 \leq 70$$

Čep splnil kontrolu na smyk.

- kontrola na otláčení

$$p = \frac{F_2}{2 \cdot a \cdot b} \leq p_D \quad (5.17)$$

$$p = \frac{921,43}{2 \cdot 10 \cdot 10} \leq 30$$

$$4,61 \leq 30$$

Kontrola na otláčení vyhovuje.

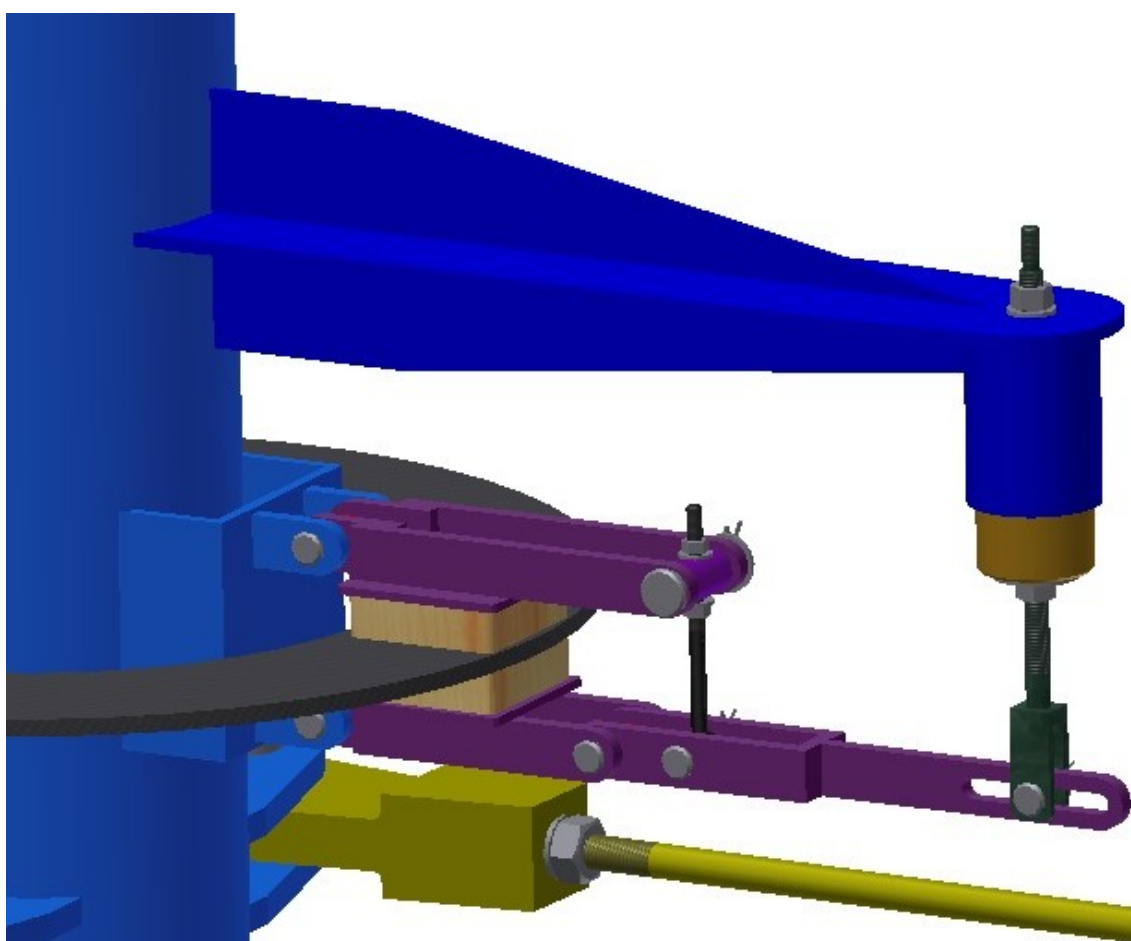
Čep  $\varnothing D_c = 12$  mm, který jsem používal v konstrukci čelistí brzdy, splnil všechny potřebné požadavky. Je dosti předimenzovaný. To hlavně kvůli toho, aby bylo možno brzdou sílu nastavit, dle požadavků na brzdění.

## 6 KONSTRUKCE OVLÁDÁNÍ BRZDY S VÝPOČTEM

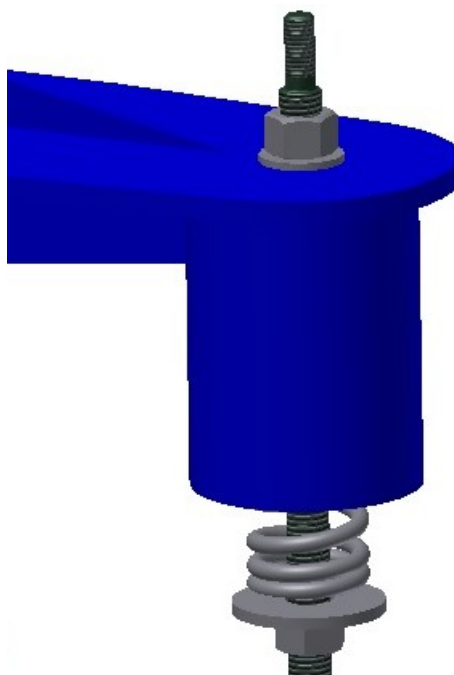
V této kapitole bude detailně rozpracovaná konstrukce ovládání brzdy. Jedná se o konstrukci mechanismu, který realizuje brzdou sílu a také o konstrukci uvolňovacího systému. Všechny tyto prvky by nijak neměly omezovat funkčnost jeřábu. Omezení nesmí nastat také v jeho pokrytí prostoru. Při řešení jsem se snažil co nejvíce snížit sílu potřebnou k odbrzdění, aby nároky na sílu obsluhy byly co nejmenší.

### 6.1 Konstrukce pružinového systému

Tento systém má za úkol vyvodit potřebnou sílu  $F_3$ . Hlavním prvkem je zde tlačná pružina. Sílu, kterou pružina vyvozuje k brzdění se dá regulovat a nastavit dle požadavků. V tomto případě by měla být síla větší než 143,53 N. Tato síla byla vypočtena ve vztahu (5.5). Díky této možnosti regulace může být pružina nahrazena podobnou pružinou, než jaká je spočtena a navržena níže. Pružina je umístěna v pouzdře, takže je zcela zakrytá. Horní pouzdro je svařenec, který je přivařen k otočnému válci. Díky dolnímu pouzdru se dá regulovat vyvozená síla. Celý tento mechanismus je zobrazen na obrázku (Obr. 6.1).



Obr. 6.1 - Pružinový mechanismus



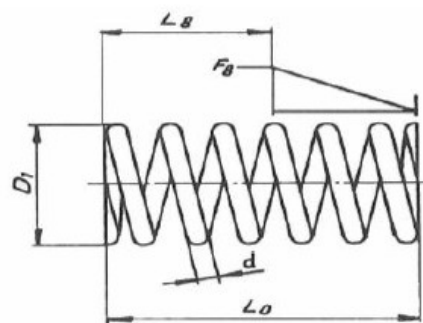
**Obr. 6.2 - Uložení pružiny**

Specifikace pružiny :

Hledaná pružina musí mít potřebné vlastnosti :


- Její průměr musí být menší než 57 mm, což je z důvodu, aby se vešla do dolního pouzdra, jehož vnitřní průměr je 57 mm.
- Vnitřní průměr pružiny musí být větší než 23 mm.
- Pružina musí být schopna vyvodit sílu minimálně 200 N.
- Maximální stlačení, kterého můžeme dosáhnout je 88 mm.
- Aby byla pružina zcela zakryta v pouzdře, musí být její délka 185 mm, při zatížení silou 200 N.

$d$  = průměr drátu  
 $D_1$  = vnější průměr pružiny  
 $L_0$  = délka pružiny ve volném stavu  
 $z$  = celkový počet závitů  
 $n$  = počet činných závitů  
 $L_8$  = délka pružiny ve stlačeném stavu  
 $F_8$  = síla pružiny ve stlačeném stavu  
 $i$  = poměr vinutí ( $D_1/d$ )  
 $c$  = tuhost pružiny (přírůstek síly při stlačení pružiny o 1 mm)



**Obr. 6.3 - Rozměry pružiny [9]**

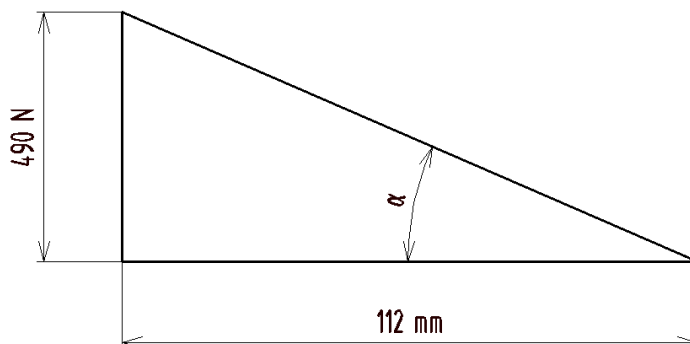
Pružinu jsem vyhledával v katalogu firmy FEVOS, s. r. o. Všem těmto podmínkám, které byly označeny výše, vyhovovala pružina s označením TL 5x55x200x13,5 ČSN 026020, parametry pružiny jsou podtrženy na obrázku (Obr. 6.4).

<div>  <b>TLAČNÉ PRUŽINY</b> <span>ČSN 026020</span> </div>								
Údaje o silách pružin jsou uvedeny v Newtonech (N)								
d	D <sub>i</sub>	L <sub>0</sub>	z	n	L <sub>s</sub>	F <sub>s</sub> (N)	C(N/mm)	i
5	45	63	6,5	4,5	38,0	588	21,8	8
		90	8,5	6,5	51,1		15,1	
		120	10,5	8,5	69,1		11,6	
		150	13,5	11,5	81,0		8,6	
	55	85	6,5	4,5	41,1	490	11,2	10
		120	8,5	6,5	56,5		7,7	
		150	10,5	8,5	67,0		5,9	
		200	13,5	11,5	88,0		4,4	
	68	110	6,5	4,5	40,0	392	5,6	12,5
		160	8,5	6,5	58,0		3,9	
		200	10,5	8,5	67,0		3,0	
		280	13,5	11,5	100,0		2,2	

Obr. 6.4 - Katalog pružin [9]

Výpočet délky pružiny v zatíženém stavu:

Pružinový systém bude nastaven tak, aby vyvozoval sílu 150 N. Délka pružiny ve volném stavu je 200 mm. V zatíženém stavu měří pružina 88 mm a její maximální zatížení je 490 N. Sestavíme si trojúhelník s maximálním zatížením a rozdílem délek  $L_0$  a  $L_8$  (Obr. 6.5) a vypočítáme dle výpočtu (6.1).



Obr. 6.5 - Zatížení

$$\tan \alpha = \frac{490}{112} \quad (6.1)$$

$$\alpha = 77,12^\circ$$

Při zatížení 150 N :

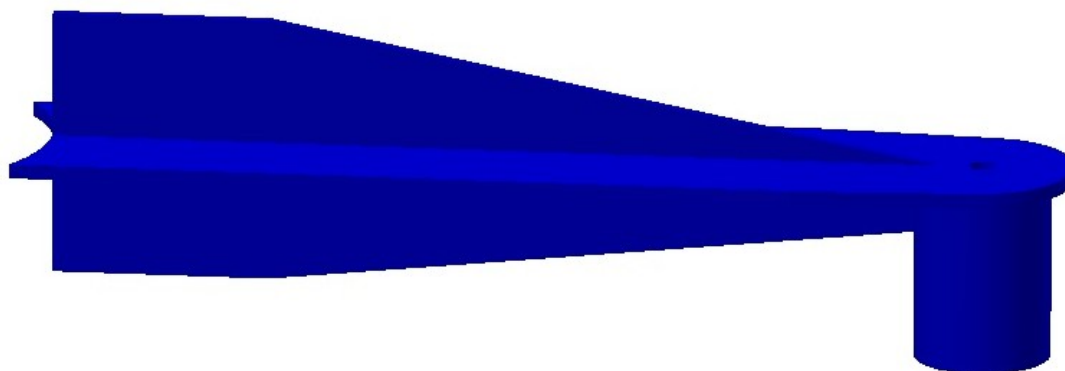
$$\tan 77,12^\circ = \frac{150}{x}$$

$$x = 34,3 \text{ mm}$$

Z tohoto výpočtu vidíme, že pružinu při nastavování, aby vyvodila sílu 150 N, musíme stlačit o 35 mm. Pro odbrzdění proto musíme vyvinout sílu větší než 150 N. Poté se pružina stlačí ještě víc a uvolní sevření kotouče čelistmi.

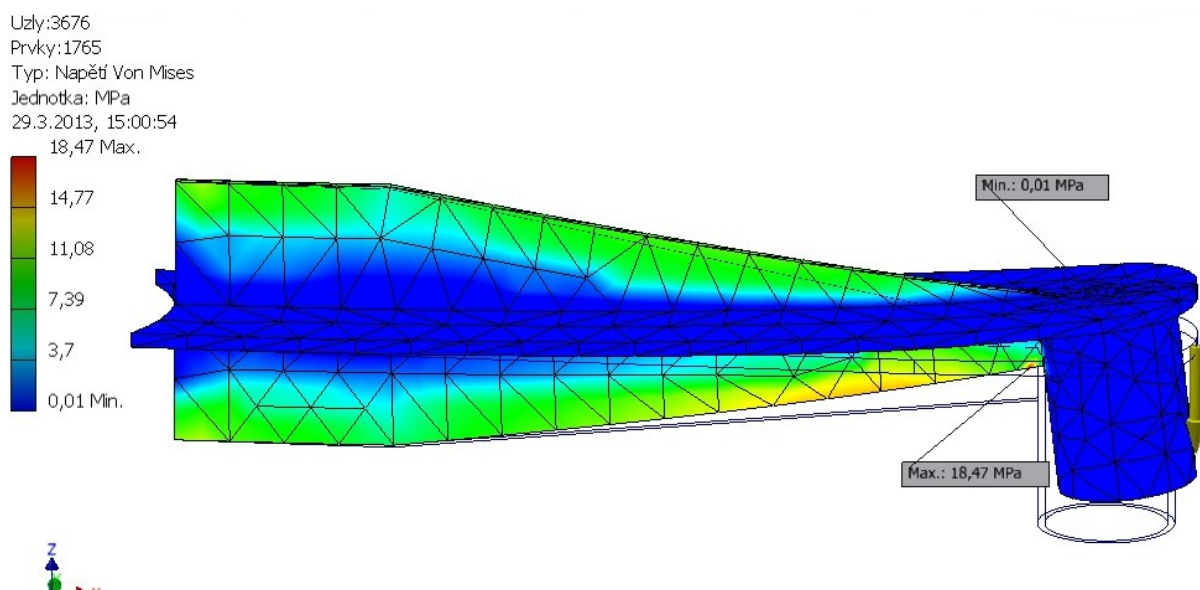
#### 6.1.1 Pevnostní kontrola

Kvůli zjištění bezpečnosti ramene s pružinou (Obr. 6.6) provedu pomocí metody MKP pevnostní analýzu.



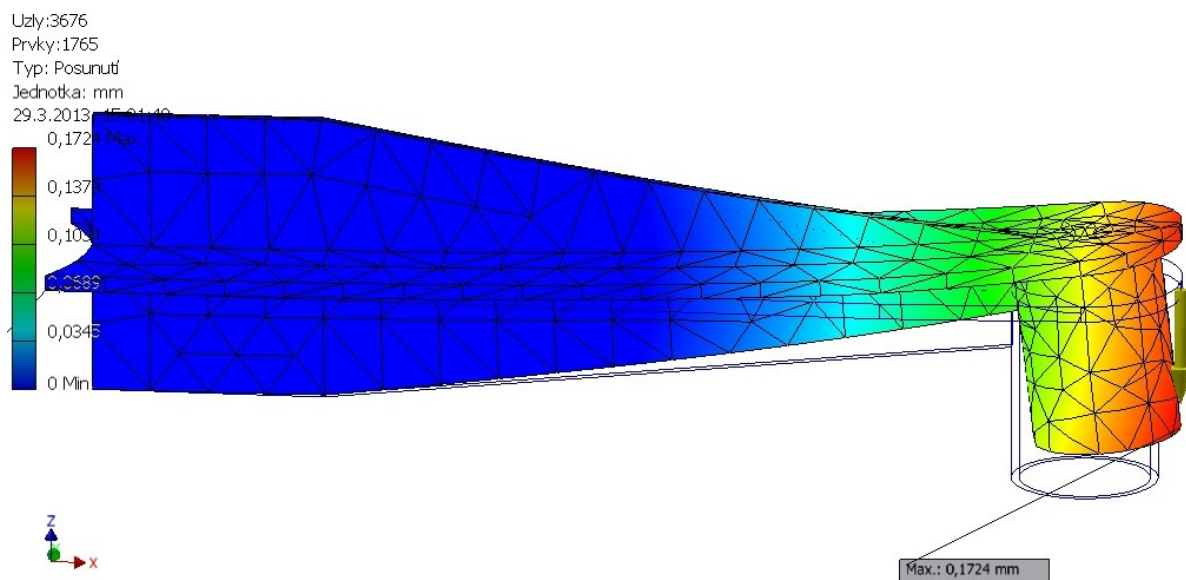
Obr. 6.6 – Rameno s pružinou

V první řadě bude zjišťováno maximální napětí, které se vyskytne v konstrukčním prvku. Tento prvek bude také zkoušen na maximální zatížení 490 N, které vyvine pružina. Na obrázku (Obr. 6.7) vidíme, jak se v součásti rozprostírá napětí. Maximální napětí nacházíme ve spoji dolní výztuhy s pružinovým domkem. Jedná se o maximální napětí 18,47 MPa. Toto napětí nijak neohrožuje funkčnost této součásti.



Obr. 6.7 – Rameno s pružinou, napětí (490N)

Na dalším obrázku (Obr. 6.8) bylo zkoušeno, jak moc se bude prvek ohýbat při maximálním zatížení. Jak se již dalo předpokládat, maximální posunutí je na nejvzdálenějším bodě od místa spojení s válcem. Po zatížení maximální silou se pouzdro s pružinou posune o 0,17 mm, což nám nijak naši konstrukci neomezí ani neohrozí.



**Obr. 6.8 – Rameno s pružinou, posunutí (490N)**

## 6.2 Konstrukce kladkového systému

Navazující část na pružinový systém je část kladková. Tato část je tvořena kladkovým systémem. Kladky se budou vyrábět a to kvůli ušetření nákladů. Prodávané kladky se totiž pohybují v cenových relacích kolem 1000,- Kč. Sice se jedná o kvalitní kladky s ložisky, ale pro naše využití budou stačit jednoduché kladky vlastní výroby. Jedná se o jednu kladku průměru 100 mm, která je připojena k závitové tyči, jak je vidět na obrázku (Obr. 6.9). Tato tyč vystupuje z

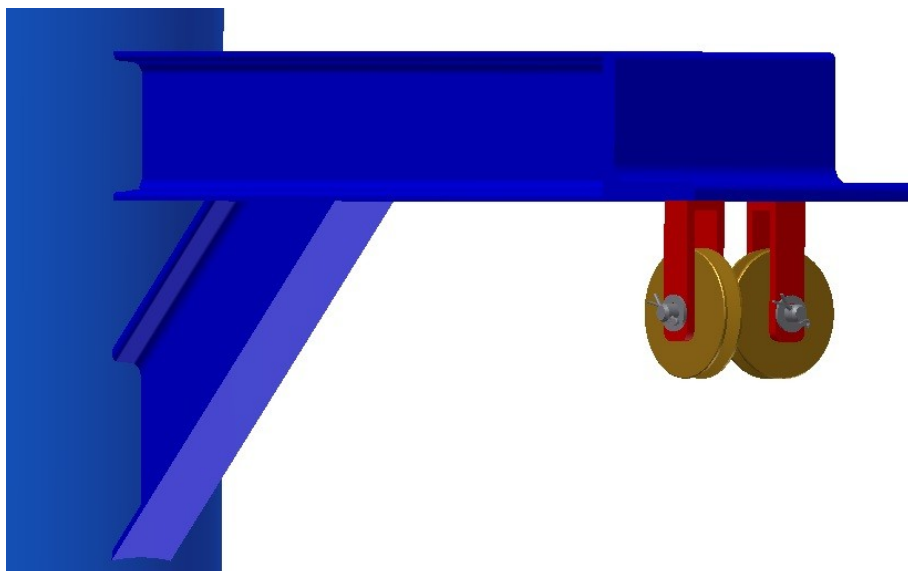
pružinového pouzdra. Díky této tyči se pružina stlačuje. Ovšem vyráběné kladky lze nahradit kupovanými, pro úsporu času a zjednodušení výroby brzdného systému.





**Obr. 6.9 – Kladka ø100**

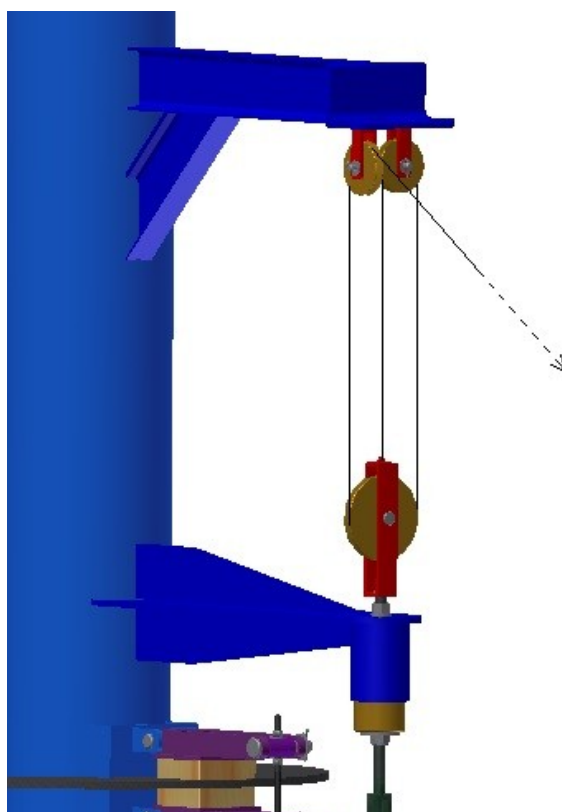
V horní části je vytvořeno rameno z I profilu, kde na konci jsou umístěny dvě kladky, kdy jedna je pootočená o  $90^\circ$  (Obr. 6.10). Je to z důvodu, aby mohlo být lano převedeno do směru výložníku. V tomto případě se jedná o kladky průměru 50 mm. Tento průměr jsem zvolil z důvodu, aby nebyla spodní kladka nijak namáhána na ohyb a horní kladky mohou být umístěny přesně nad ní. Tyto kladky jsou zatíženy zanedbatelnou silou, proto si v jejich konstrukci můžeme dovolit čep pouze o průměru 10 mm.



**Obr. 6.10 – Rameno a kladky ø50**

Celý kladkový systém můžeme vidět na obrázku (Obr. 6.11). V původním kladkovém systému bylo využito pouze dvou kladek, kdy nám toto konstrukční řešení zmenšovalo potřebnou sílu o polovinu. Díky tomuto využití tří kladkové soustavy se potřebná síla na

odbrzdění zmenší na třetinu původní velikosti. Přitom toto nové řešení nebylo nijak dražší ani složitější na konstrukci. Přesnou hodnotu vypočítáme podle vzorce (6.2). Kvůli použití tohoto typu kladkového systému, bylo sice možno zmenšit potřebnou minimální sílu na odbrzdění, ale naopak se nám zvětšila potřebná výška zdvihu. To znamená, že pokud přitáhneme konec lana o 30 mm, pružina se nám stlačí pouze o 10 mm. Pro názornost je funkce obdobného systému vyobrazena na obrázku (Obr. 6.12).

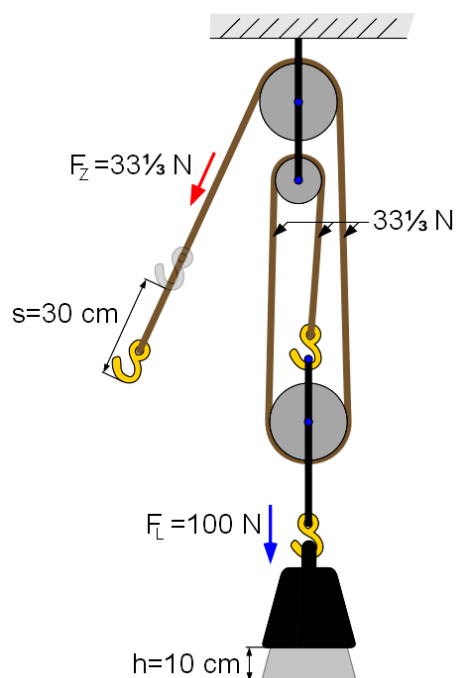


**Obr. 6.11 – Kladkový systém s lanem**

$$F_K = \frac{F_3}{3} \quad (6.2)$$

$$F_K = \frac{150}{3}$$

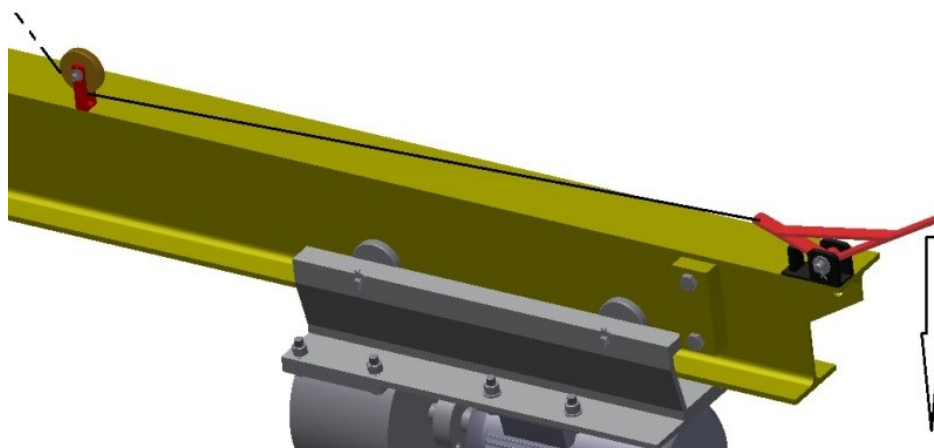
$$F_K = 50 \text{ N}$$



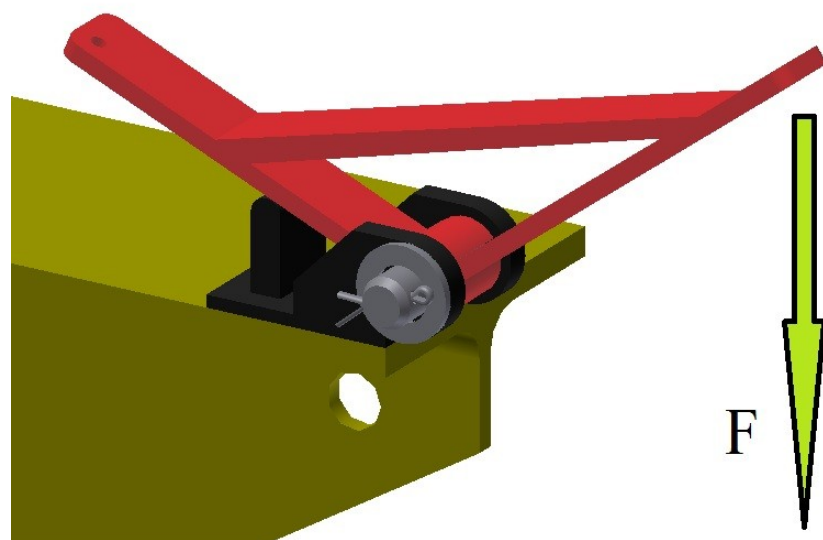
Obr. 6.12 – Funkčnost kladkového systému [5]

### 6.3 Konstrukce ovládání brzdy

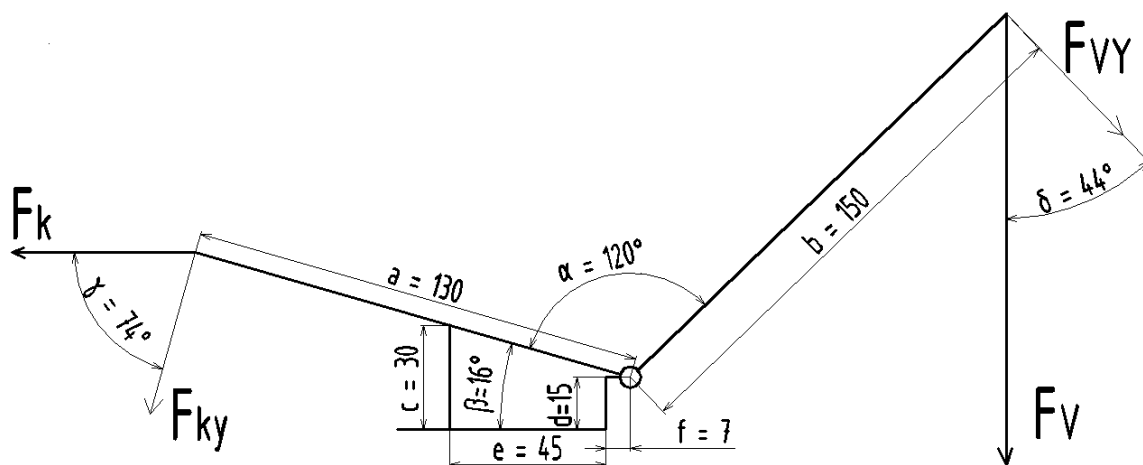
Nakonec bylo nutné zkonstruovat ovládání brzdy (Obr. 6.13). Toto ovládání jsem se snažil umístit na konec výložníku, aby se dalo ovládat ze stejného místa, kde je umístěno táhlo na otáčení ramene. Tohoto cíle jsem také dosáhnul. Zkonstruoval jsem pákový systém, kde na jedné straně je uchyceno lano, které bylo vyvedeno z kladkového systému. Na druhé, delší straně pákového systému, bude umístěno táhlo s madlem pro obsluhu. Pracovník bude muset pro odbrzdění vyvodit sílu ve směru, jaký udává šipka na obrázku (Obr. 6.14). Díky tomu, že ovládání brzdy má rozdílné páky, došlo taktéž k menšímu zmenšení potřebné síly. Vypočítáno podle vzorce (6.3). Kinematiku páky a její možnosti jsou spočítány podle vzorce (6.4). Veškeré potřebné rozměry jsou uvedeny ve schématu na obrázku (Obr. 6.15).



Obr. 6.13 – Ovládání brzdy



Obr. 6.14 –Detail ovládání brzdy



Obr. 6.15 – Schéma kinematiky

Výpočet síly  $F_V$  :

$$F_{KY} \cdot a = F_{VY} \cdot b \quad (6.3)$$

$$\cos \alpha \cdot F_K \cdot a = \cos \beta \cdot F_V \cdot b$$

$$\cos 74^\circ \cdot 50 \cdot 130 = \cos 44^\circ \cdot F_V \cdot 150$$

$$F_V = 16,6 \text{ N}$$

Síla  $F_V = 16,6 \text{ N}$  je minimální síla, kterou musí pracovník vyvinout na odbrzdění. Je to pouze počáteční síla. Tato síla se ovšem bude zvětšovat v poměru se stlačováním pružiny a rozevíráním čelistí. Maximální síla, kterou bude potřeba vyvodit k úplnému stlačení pružiny a maximálnímu možnému rozevření čelistí, bude  $140 \text{ N}$ . V tomto případě by bylo vhodné předpokládat, že potřebná síla bude kolem  $50 \text{ N}$ .

### Výpočet kinematiky :

Ve výpočtu (6.4) bude vypočítáno, o kolik se dá maximálně potáhnout lano pomocí ovládání.

$$\varepsilon = 360^\circ - 90^\circ - \beta - \alpha \quad (6.4)$$

$$\varepsilon = 360^\circ - 90^\circ - 16^\circ - 120^\circ$$

$$\varepsilon = 134^\circ \rightarrow \text{úhel, o který se pootočí ramena kolem čepu}$$

$$\sin \frac{\varepsilon}{2} = \frac{x/2}{a}$$

$$\sin \frac{134}{2} = \frac{x/2}{130}$$

$$x = 239,33 \text{ mm}$$

Pomocí ovládání se dá potáhnout lanem o 239,33 mm. V tomto případě se pružina stlačí o dalších 79,78 mm. Tato velikost stlačení je z důvodu kladkového systému, který délku zkrácení zmenšuje na jednu třetinu, podle obrázku (Obr. 6.12).

### **6.4 Lano a ovládání**

Do tohoto brzdného systému bylo zvoleno ocelové lano šestipramenné o průměru 3,15 mm. Označení LANO 3,15 ČSN 02 4322.23. Toto lano je únosné a je schopno přenést dosti velkou sílu i přes jeho malý průměr. Toto lano také může být nahrazeno jiným typem s vlastnostmi, které jsou tomuto lanu odpovídající. Maximální průměr 4 mm, minimální únosnost lana 1000 N. Potřebná délka ocelového lana je 8 m. K lanu bude nutné také dodat dvě lanové svorky pro zvolený průměr lana.

Dalším nutným příslušenstvím bude použití lana nebo jiného obdobného prvku pro ovládání brzdy pracovníkem. Zde je možnost použití jak ocelového lana, tak lana z jiných materiálů s požadavkem na únosnost minimálně 500 N. Na konci lana bude vhodné umístit madlo, pro lepší a pohodlnější ovládání.

### **6.5 Doporučení při sestavování**

Při přidávání lana ovládání do mechanismu by se měl dodržovat následující postup. Aby bylo lano zpráve napnuto a nedocházelo k jeho prověšení, což by mělo za následek špatné odbrzdění. Měla by být pružina v pouzdře stlačena na svoje maximum. Poté bychom

měli do mechanismu přidat lano ovládání a silou ruky ho natáhnout. Po umístění a nastavení do své polohy ho upevníme pomocí lanových svorek. Teprve poté budeme seřizovat mechanismu pružiny v pouzdře. Tím, jak budeme uvolňovat pružinu do potřebné velikosti, se nám bude lano postupně napínat. Tímto způsobem nastavíme potřebnou sílu pružiny a zabráníme prověšení lana.

## 7 ZÁVĚR

V této bakalářské práci jsem měl za cíl navrhnout mechanickou brzdu otočného ramene sloupového jeřábu. Po stručném úvodu a rozdělení jednotlivých konstrukčních typů jeřábů, se kterými se v dnešní době nejvíce setkáváme, jsem podrobně rozebral stávající konstrukci jeřábu, na kterém se bude brzda realizovat. Další úvahy vedly na různé typy brzd, které by mohly být v našem případě realizovány. Po zhodnocení jednotlivých konstrukčních řešení jsem se přiklonil k použití kotoučové brzdy.

Jak bylo v práci již zmíněno, tak tato brzda byla již jednou realizována na podobném typu sloupového jeřábu. Proto ale bylo nutné tento konstrukční nápad upravit a přepočítat na tento typ jeřábu. Při konstrukci brzdy jsem se snažil co nejvíce minimalizovat jak potřebnou brzdnou sílu, tak také sílu, kterou potřebuje k odbrzdění, a kterou musí pracovník vyvinout. V konstrukci této brzdy byly přepočítány nejdůležitější prvky a komponenty, zda-li zvládnou přenést potřebné zatížení. Při zkoušení některých komponentů bylo využito metody konečných prvků, abych zjistil, jak se budou chovat při maximálním zatížení a zda toto zatížení vydrží. Při konstrukci brzdného mechanismu bylo také zohledněno to, že se jeřáb bude nacházet ve výrobní hale a jeho ovládání pracovníky nemusí vždy být šetrné k tomuto mechanismu. Pro snížení síly potřebné k odbrzdění bylo použito tříkladkového systému. Díky tomuto prvku se síla potřebná k odbrzdění zmenší na jednu třetinu. Kdežto u již používané brzdy bylo využito pouze dvou kladek.

Tato práce měla za cíl zkonstruovat a spočítat mechanickou brzdu otočného ramene sloupového jeřábu. Tohoto požadavku jsem docílil a navrhnul funkční mechanismus této brzdy, kdy pracovník bude muset vyvinout minimální sílu k ovládání této brzdy. Tato brzda také nijak nebude zabraňovat a omezovat funkčnost a manipulační schopnost jeřábu. Veškerá výkresová dokumentace ke zkonstruovaným a upraveným prvkům je umístěna v příloze. Barvy komponentů na obrázcích jsou pouze pro přehlednost a rozlišení, nemají žádnou souvislost s materiálem nebo nutností použití tohoto barevného nátěru.

Závěrem bych rád poděkoval Ing. Lumíru Hurníkovi ze společnosti KOVOSTAR Ocelové konstrukce s.r.o a také doc. Ing. Jířímu Friesovi, Ph.D. za cenné rady a vedení při zpracování mé bakalářské práce.

## 8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *SOKOMAX s.r.o.: Jeřáby Sokomax* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.sokomax.cz/>
- [2] *ARGIFAIR* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: [www.argifair.cz](http://www.argifair.cz)
- [3] *KRANIMEX: Kranimex, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.kranimex.cz/>
- [4] *LIEBHERR-STAVEBNÍ STROJE CZ s.r.o.* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.liebherr.cz>
- [5] *WIKIPEDIE* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org>
- [6] *ALLBIZ: Podniky, zboží a služby z celého světa* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://155032.ru.all.biz>
- [7] *JARS: Brzdy* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.ingjars.estranky.cz/>
- [8] *Gymnázium J. Vrchlického: Fyzikální kabinet* [online]. Klatovy [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://kabinet.fyzika.net/>
- [9] *FEVOS, s. r. o.* [online]. Slavičín [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.pruziny-fevos.cz/>
- [10] KALÁB K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. 2. vyd. Ostrava: VŠB, 2011. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [12] REMTA F., KUPKA L., *Jeřáby. I. díl*. Praha: SNTL, 1956.
- [13] REMTA F., KUPKA L., *Jeřáby. II. díl*. Praha: SNTL, 1958.
- [14] REMTA F., KUPKA L., *Jeřáby. III. díl*. Praha: SNTL, 1961.
- [15] ŠVERCL J. *Technické kreslení a deskriptivní geometrii: pro školu a praxi*. Praha: Scientila, 2003. ISBN 80-7183-297-9.



## 9 SEZNAM PŘÍLOH

NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU	FORMÁT	TYP VÝKRESU
Konzole brzd. kotouče	KAC0022-VV-01	A3	výrobní
Brzdňý kotouč	KAC0022-VV-02	A4	výrobní
Konzole brzdy, čelisti	KAC0022-VV-03	A3	výrobní
Obložení	KAC0022-VV-04	A4	výrobní
Tuhostní trubka	KAC0022-VV-05	A4	výrobní
Tuhostní nátrubek	KAC0022-VV-06	A4	výrobní
Úprava čep	KAC0022-VV-07	A4	výrobní
Horní čelist	KAC0022-VV-08	A3	výrobní
Stahovací šroub	KAC0022-VV-09	A4	výrobní
Dolní čelist	KAC0022-VV-10	A3	výrobní
Páka brzdy	KAC0022-VV-11	A4	výrobní
Šroub pružiny	KAC0022-VV-12	A4	výrobní
Pouzdro pružiny	KAC0022-VV-13	A4	výrobní
Horní pouzdro pružiny	KAC0022-VV-14	A3	výrobní
Konzole kladky	KAC0022-VV-15	A3	výrobní
Páka ovládání	KAC0022-VV-16	A3	výrobní
Úchyt ovládání brzdy	KAC0022-VV-17	A4	výrobní
Kolo kladky Ø50	KAC0022-VV-18	A4	výrobní
Kolo kladky Ø100	KAC0022-VV-19	A4	výrobní
Rám kladky 50	KAC0022-VV-20	A4	výrobní
Rám kladky 100	KAC0022-VV-21	A4	výrobní
Sloupový jeřáb	KAC0022-SV-01	A1	sestavný
Sestava kladky Ø50	KAC0022-SV-02	A4	sestavný
Sestava kladky Ø100	KAC0022-SV-03	A4	sestavný
Sestava ovládání	KAC0022-SV-04	A4	sestavný
Konzole s kladkami	KAC0022-SV-05	A4	sestavný
Příloha A	Konstrukce předešlé brzdy	A4	
Příloha B	Konstrukce předešlé brzdy	A4	
Příloha C	Konstrukce předešlé brzdy	A4	